

People's Democratic Republic of Algeria
Ministry of Higher Education and Scientific Research
Mohamed Boudiaf University of M'sila
Faculty of Technology



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة المسيلة
كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique
MEMOIRE DE FIN D'ETUDE
En vue de l'obtention du diplôme de :
MASTER

En Génie Mécanique
Option : Construction

Présenté par :
Mahammedi Ali

Thème

**Calcul de la rigidité d'un roulement par éléments
finis**

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
Boudilmi Aissa	MCA	Président
Menasri Noureddine	MCA	Encadreur
Badda Abdelmalek	MAA	Examineur

Année Universitaire : 2019 / 2020

N° d'ordre : GM/.....



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

En préambule à ce mémoire nous remerciant Dieu qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude.

En second lieu, nous adressons nos remerciements les plus sincères à notre encadreur Dr. Menasri Nouredine, pour nous avoir permis de bénéficier de son grand savoir dans la matière, pour sa disponibilité, sa pédagogie, ses compétences, sa modestie et son aide précieuse tout au long de ce projet même pendant les moments les plus difficiles. Vraiment merci pour une qualité d'encadrement si sérieuse et si consistante ...

Nos respects et notre gratitude vont également aux membres du jury qui nous ont fait l'honneur de juger ce travail.

Nous remercions également toute l'équipe de département Mécanique Université Mohammed Boudiaf M'sila pour tous les conseils et encouragements dont nous avons bénéficiés tout au long de ce travail.

Enfin, on remercie tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail. Merci à mes camarades de la promotion 2019/2020.

DEDICACES

Je dédie ce travail à tout les gens qui m'entourent un par un, à ceux qui ont souffert pour moi, ces personnes qui m'ont entouré et m'entourent, par leur amour, leur sacrifice, ces gens qui sont la source du bonheur dans ma vie, ces gens qui sont mon refuge dans les moments difficiles, sans eux je ne serais jamais ce que je suis aujourd'hui (mon père, ma mère je vous aime).

Mes frères

Mes sœurs

Mes familles

Mes chers amis (es)

Mes cousins et cousines.

A toutes les personnes à qui je réserve une place dans mon cœur,

DEDICACES

Je dédie cet humble travail qui a duré des mois de labeur et de persévérance à : Toute ma famille, source d'espoir et de motivation, pour sa compréhension et son soutien inégalé en particulier:

Mon père « Noureddine » qui s'est toujours sacrifié pour nous voir réussir

Ma mère « Djamila » source d'amour, d'énergie et de confiance

Mes sœurs adjuvants de rigueur

M.MEFIDA

Mes amis « Zaki, Mohamed, Tebakhe, TiTO, youcef » au nom de l'amitié qui nous a réunie et les souvenirs inoubliables.

Et Toute la promotion 2019/2020

ALI

Table des Matières

Table des Matières

REMERCIEMENTS	II
DEDICACES.....	III
TABLE DES MATIERES	IV
LISTE DES SYMBOLES	I
LISTE DES ABREVIATIONS	I
INTRODUCTION GENERALE :.....	1
Chapitre I : Les roulements	
I.1 Introduction.....	4
I.2 Constitution des roulements.....	4
I.3.1 Roulements rigides à bille.....	4
I.3.2 Roulements à billes à contact oblique.....	5
I.3.3 Roulements à rouleaux.....	6
I.3.4 Roulements à rouleaux coniques	6
I.3.5 Roulements à rotule à rouleaux en forme de tonneau.....	7
I.3.6 Roulements à aiguilles.....	7
I.3.7 Butées.....	7
I.4 Fatigue des roulements.....	8
I.5 Relation entre la charge et la durée de vie.....	10
I.6 Comportement des roulements sous une charge de direction quelconque.....	10
I.6.1 Direction de référence de la charge.....	11
I.6.2 Charge dynamique équivalente.....	12
I.7 Comportement sous une charge dépendant du temps.....	12
I.7.1 Charge biéquivalente.....	13
I.7.2 Application au problème posé.....	13
I.7.3 Problème inverse.....	15
I.7.4 Cas d'une charge équivalente variant de manière continue lors d'un cycle.....	15
I.8 Choix de la durée de vie.....	15
I.9 Calcul statique des roulements.....	15
I.9.1 Capacité de charge statique.....	15
I.9.2 Charge statique équivalente.....	16
I.10 Calcul des charges dans le cas de deux roulements à contact oblique (à billes ou à rouleaux) montés en opposition.....	16
I.10.2 Répartition des charges axiales.....	17
I.10.2.1 Exposé du problème.....	17
I.10.2.2 Méthode du maître et de l'esclave.....	19
I.10.2.3 Cohérence de la méthode.....	19
I.10.4 Serrage initial.....	20

I.11 Ajustement des roulements sur l'arbre et au niveau du logement.....	21
I.11.1 Roulage.....	21
I.11.2 Roulement fixe et roulement libre.....	21
I.12 Usure des roulements.....	22
I.12.1 Généralités.....	22
I.12.2 Données expérimentales.....	22
Chapitre II Modélisation et rigidité d'un roulement	
II.1 Introduction	25
II .2. Dérivation d'équations dynamiques pour TRB.....	25
II .2.1 Hypothèses.....	26
II .2.2. Théorie de Hertz.....	26
II .2 .4 Systèmes de coordonnées TRB, charges et déplacements.....	27
II .2.5 Force de contact rouleau-piste.....	28
II .2.6 Force de contact rouleau- bride.....	29
II .2.7 Équations d'équilibre des rouleaux et des roulements.....	29
II.3. Développement d'un modèle quasi-statique.....	31
II.4. Application de modèles quasi-statiques.....	36
II.4.1 Calcul de la charge de contact et de la flèche.....	36
II .4.2 Applications diverses.....	40
II.4.2.1 Précharge.....	40
II .4.2.2.Effets de désalignement.....	41
II .5.Calcul de la rigidité du roulement.....	41
II.5.1. RIGIDITE D'UN PALIER A ROULEMENT A BILLES A CONTACT OBLIQUE	
II.5.1.1. Modélisation géométrique.....	45
II.5.1.2. Efforts appliqués.....	45
II.5.1.3. Matrices de rigidités.....	46
II.5.1.4. Résultats numériques.....	47
II.5.1.4. 1. Influence de la variation de l'angle de contact.....	48
II.5.1.4. 2. Influence de la variation du déplacement.....	50
II.5.1.4. 3. Analyse du couplage entre les différents termes de la matrice de rigidité.....	51
II.5.2. RIGIDITE D'UN PALIER A ROULEMENT A ROULEAUX CYLINDRIQUES	
II.5.2.1. Modélisation géométrique.....	51
II.5.2.2. Efforts appliqués sur la piste de roulement.....	52
II.5.2.3. Efforts appliqués aux épaulements.....	53
II.6.Durée de vie en fatigue.....	54
II.7. CONCLUSION	

Liste des Figures

Chapitre I : Les roulements

Figure I.1	Roulement rigide à billes.....	2
Figure I.2	Introduction des billes.....	5
Figure I.3	Roulement à billes à contact oblique.....	5
Figure I.4	Roulement à deux rangées de billes montées en O.....	5
Figure I.5	Roulement à rotule à deux rangées de billes.....	6
Figure I.6	Roulement à rouleaux cylindriques.....	6
Figure I.7	Roulement à rouleaux coniques.....	7
Figure I.8	Roulement à rotule à rouleaux en forme de tonneaux.....	7
Figure I.9	Roulement à aiguilles.....	7
Figure I.10	Butée à simple effet.....	8
Figure I.11	Butée à double effet.....	8
Figure I.12	L'écaillage et ses conséquences.....	9
Figure I.13	Probabilité de survie des roulements.....	9
Figure I.14	Charge radiale F_r et charge axiale F_a	10
Figure I.15	Ligne de pression dans un roulement à contact oblique.....	11
Figure 7.16	Loi approximative de comportement des roulements à contact oblique (à billes ou à rouleaux).....	12
Figure I.17	Centre de pression d'un roulement à contact oblique.....	16
Figure I.18	Montage en X.....	17
Figure I.19	Montage en O.....	17
Figure I.20	Définition des roulements 1 et 2.....	18
Figure I.21	Allure de la fonction $_r$	18
Figure I.22	Phénomène de roulage.....	22
Figure I.23	Courbes d'usure d'Eschmann	23

Chapitre II : Modélisation et rigidité d'un roulement

Figure II .1	: Définition des repères utilisés.....	26
Figure. II.2	Systèmes de coordonnées de relèvement et chargement. (a) (x, y, z) global.....	27
Figure. II .3.	Schéma du corps libre pour un rouleau.....	30
Fig. II.4	Répartition de la charge du roulement ($\epsilon = 0,5$).....	33
Fig. II.5.	Modélisation des roulements à billes: (a) Système de coordonnées, chargement et déplacements; (b) Chargement de la balle.....	35
Fig. II.6.	Comparaison du comportement force-déformation de contact	38
Fig. II.7.	Force de contact sur le rouleau du CRB appliquée avec une charge de 9400 N;.....	39
Fig. II.8.	Rigidité du TRB calculée par technique de découpage discret et intégration.....	39

Fig. II.9. Effet de la méthode de précharge et de la vitesse de rotation sur la rigidité de l'ACBB B7006-C (précharge initiale de 200 N).....	40
Fig. II.10. Effet du désalignement angulaire sur les caractéristiques TRB; (a) Durée de vie de référence de base (TRB 30208-A, n = 5900 tr / min), (b) Fonctionnement couple (TRB 30206-A, précharge rigide = 0,002 mm)	42
Fig. II.11. Rigidité radiale du roulement à billes à gorges profondes SKF 6205 vs. charges radiales calculées par méthode analytique, 17 formule de Gargiulo, 74 FEM, 37 et méthode des différences finies 20.....	45
Figure II.12: Modélisation d'un roulement à bille à contact oblique.....	45
Figure II.13 : Positionnement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure.....	46
Figure II.14 : Directions de contact.....	46
Figure II.15: Rigidité K_{xx}	48
Figure II.16 : Rigidité K_{yy}	48
Figure II.17 : Rigidité K_{zz}	48.
Figure II.18 : Rigidité torsionnelle C_{xx}	49
Figure II.19 : Rigidité torsionnelle C_{yy}	49
Figure II.20 : Effort suivant e_x appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant.....	49
Pour une position angulaire constante de la bille, F_x et $F_y = F(\alpha)$ sont des droites de pente croissante.	
Figure II.21 : Effort suivant e_y appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant.....	49
Figure II.22: Effort suivant e_z appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant.....	50
Figure II.23: Rigidité K_{xx}	50
Figure II.24: Rigidité K_{zz}	50
Figure II.25 : Rigidité torsionnelle C_{xx}	51
Figure II.26 : Modélisation d'un roulement à rouleaux cylindriques.....	52
Figure II.27 : Positionnement la bague intérieure par rapport à la bague extérieure.....	52
Figure II.28 : Différentes directions de contact.....	53
Fig. II.29. Effet du désalignement angulaire sur les caractéristiques TRB.....	56

Liste des tableaux

Chapitre II :

Tableau II.1: Relation charge-déformation du roulement.....	34
Tableau II.2: Comparaison du temps de calcul.....	39
Tableau II.3 Rigidité radiale des roulements74.....	42
Tableau II.4: Matrice de rigidité associée au corps roulant pour $F = 0^\circ$	51
Tableau II.5: Matrice de rigidité diagonalisée pour $F = 0^\circ$	51

LISTE DES SYMBOLES :

L_0 :est la durée de vie atteinte par tous les paliers

F_r : une charge radiale

F_a : une charge axiale

α :est l'angle de contact

C :est la capacité de charge dynamique du roulement

F_v : facteur d'usure

V :est l'augmentation du jeu radial par usure.

Q :est la force agissant sur l'élément roulant

C_f : une constante de rigidité du contact

δ :l'écrasement des corps en contact

n :le coefficient dépendant de la nature du contact

μ_0 :l'angle complémentaire de contact

ϕ :fonction de la position angulaire



INTRODUCTION GENERALE

Les paliers à roulement sont l'un des composants les plus abondants qui sont largement utilisés dans les machines. Les roulements à éléments roulants peuvent être trouvés dans diverses applications, des moteurs électriques miniatures aux grands moteurs à double flux des avions. Un roulement à roulement commun se compose de deux courses séparées par un groupe de billes ou de rouleaux, qui sont également répartis le long des courses par une cage ou un séparateur (Fig. 1).

Les roulements à éléments roulants remplissent deux tâches fondamentales:

1. Transport d'une charge à partir d'autres éléments connectés, dont la plupart sont des arbres rotatifs.
2. Conversion du mouvement de glissement en mouvement de roulement du roulement éléments, réduisant ainsi le frottement de rotation dans le système.

Malgré leur simplicité, les roulements à éléments posent des problèmes complexes dans des conditions de fonctionnement réelles. Avant le 1960, les études sur les roulements ont été menées principalement par des mesures. Ensuite, des formulations empiriques de la performance des roulements ont été dérivées comme dans les œuvres de Stribeck [1], Sjovalld, [2] Lundberg et Palmgren [3,4]. Depuis les années 1960, avec le développement rapide de l'informatique, la théorie et l'application de la modélisation des roulements ont connu une immense croissance, déclenchée et lancée par Jones [5] et Harris.[6] Les études analytiques sur les roulements étaient souvent accompagnées de investigations pour valider l'analyse. Avec l'augmentation continue sur la demande d'un rendement plus élevé et d'une perte de puissance moindre en rotation systèmes, la conception et l'optimisation des roulements deviennent importantes. À cette fin, la modélisation des roulements a attiré l'attention pour obtenir des modèles plus précis et fiables.

La modélisation des roulements joue un rôle important dans la phase de conception d'un roulement en réduisant le coût et le temps des tests. En réalité, c'est impossible pour effectuer tous les types d'essais pour les roulements comme un grand nombre de conceptions et les paramètres de fonctionnement sont impliqués. Au cours des dernières décennies, de nombreuses approches et résultats ont été présentés dans le domaine du roulement la modélisation. Les fabricants de roulements individuels ont développé leurs propres programmes de modélisation et d'analyse pour le support client, ainsi que pour le développement de nouveaux produits.[7-8] Programmes de modélisation commerciale sont également disponibles.

Dans ce mémoire, nous avons passé en revue les modèles de roulements à éléments roulants avec accent sur les modèles de roulements à billes et à rouleaux à une rangée. Ce

mémoire traitait de l'avancement des méthodes de modélisation des roulements ordre chronologique et passé en revue la plupart des problèmes liés au roulement modélisation comme le contact des éléments roulants et des courses, l'équilibre des roulements et rigidité, hypothèses cinématiques, précharge du roulement, effet inertiel de vitesse de rotation, résistance à la fatigue et désalignement..

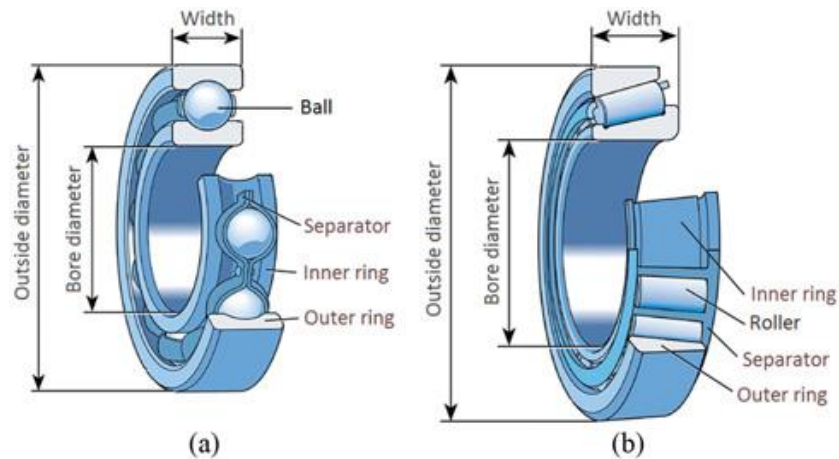


Figure.1 Structure d'un roulement à rouleaux: (a) Roulement à billes,

(b) Roulement à rouleaux



CHAPITRE I

LES ROULEMENTS

I.1 Introduction

Les paliers à roulement sont des éléments technologiques qui sont destinés à la réalisation de liaison pivot entre deux ensembles de pièces d'un mécanisme, tout en assurant un frottement minimum. Un roulement est composé d'une bague extérieure, d'une bague intérieure (appelée "rondelle" dans le cas de butées) et d'éléments roulants logés dans une cage appropriée afin de les séparer et les répartir également le long de la piste de roulement.

En transmettant le mouvement de rotation de la partie statique à la partie dynamique de la machine tournante, le palier à roulement transmet de même des vibrations. Ces dernières sont dues essentiellement à l'état de surface des éléments roulants et des pistes de roulement, aux instabilités des cages, aux désalignements des arbres, etc.... Pour un roulement présentant un défaut, ces vibrations deviennent prépondérantes et on ne peut pas les négliger devant celles générées par le système.

Pour ces raisons, chaque élément du roulement doit être dimensionné. Il est de plus nécessaire de connaître les sollicitations mécaniques s'exerçant sur ces pièces, afin de pouvoir prédire leur durée de vie, leur capacité de chargement, etc....

I.2 Constitution des roulements

À quelques exceptions près, les roulements sont constitués des éléments suivants:

- _ Des éléments roulants, billes, rouleaux ou aiguilles.
- _ Une bague extérieure, dans laquelle est creusée une piste pour guider les éléments roulants.
- _ Une bague intérieure, également creusée d'une piste.
- _ Une cage, destinée à maintenir entre les éléments roulants la distance voulue.

I.3 Principaux types de roulements

Il existe de très nombreux types de roulements, dont nous ne présenterons ici que les plus courants. Nous sommes redevable, pour les figures, à la société SKF-France.

I.3.1 Roulements rigides à bille

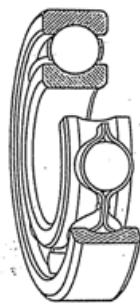


Figure I.1 Roulement rigide à billes.

La figure I.1 représente un roulement rigide à billes. La conformité des pistes avec les billes est très forte dans la direction axiale ($r_{piste} \approx 0,52 D_{bille}$). Ces roulements peuvent reprendre une charge radiale, une charge axiale modérée et ont une certaine raideur vis-à-vis de l'inclinaison de l'arbre. L'inclinaison admissible est de 2' à 10'. Pour assembler ce type

de roulements, on excentre la bague intérieure, ce qui rend possible l'introduction des billes (fg. I.2). On recentre alors le tout et on place la cage qui est composée de deux pièces qui, sur la figure I.1, sont rivées. Très répandus, les roulements de ce type sont aussi les moins chers.

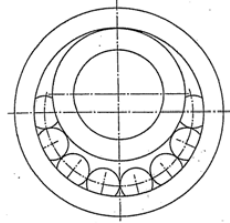


Figure I.2 Introduction des billes.

I.3.2 Roulements à billes à contact oblique

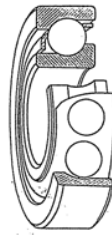


Figure I.3 Roulement à billes à contact oblique.

Les roulements à une rangée de billes à contact oblique (fg. I.3) sont conçus pour reprendre la combinaison d'une charge radiale et d'une charge axiale. En l'absence d'une charge axiale suffisante, les deux bagues ont tendance à se séparer. Ces roulements sont donc toujours montés par paire

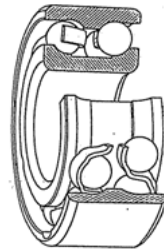


Figure I.4 Roulement à deux rangées de billes montées en O.

Certains roulements possèdent deux rangées de billes à contact oblique montées en O, expression que nous expliquerons plus loin (fg I.4). Ils constituent un réel encastrement de l'arbre.

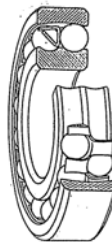


Figure I.5 Roulement à rotule à deux rangées de billes.

À l'inverse, si l'on place deux rangées de billes sur une piste extérieure sphérique, on obtient un roulement à rotule. Ce type de roulements permet une inclinaison de l'arbre de 1,5 à 3.

I.3.3 Roulements à rouleaux



Figure I.6 Roulement à rouleaux cylindriques.

Les roulements à rouleaux supportent des charges plus grandes que les roulements à billes et ils sont en outre plus rigides. Ils ont le plus souvent une seule bague épaulée latéralement. Sur la figure I.6, c'est la bague intérieure. Il est clair qu'un tel roulement est totalement incapable de reprendre une charge axiale. L'inclinaison admissible de l'arbre dans un tel roulement est de 2'.

I.3.4 Roulements à rouleaux coniques

L'équivalent en roulements à rouleaux du roulement à billes à contact oblique est le roulement à rouleaux coniques (fg. I.7). Il faut noter qu'ici, les efforts, normaux à deux génératrices opposées du rouleau, ont une résultante tendant à chasser le rouleau en direction de sa grande base. Il est donc impératif de disposer des épaulements sur une des deux bagues - en général, c'est la bague intérieure - et cela implique que la grande base frotte réellement sur l'épaulement. De la même façon que les roulements à billes à contact oblique, ces roulements se montent par paire, de manière à équilibrer les efforts axiaux.

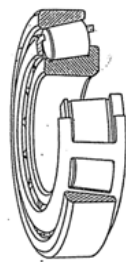


Figure I.7 Roulement à rouleaux coniques.

I.3.5 Roulements à rotule à rouleaux en forme de tonneau

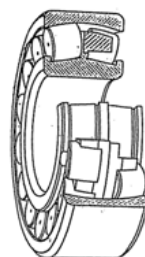


Figure I.8 Roulement à rotule à rouleaux en forme de tonneaux.

On peut obtenir un roulement à rotule avec deux rangées de rouleaux en forme de tonneau, la bague extérieure étant sphérique (fg. I.8). Ce type de roulement a été développé par A. Palmgren, de la société SKF.

I.3.6 Roulements à aiguilles.

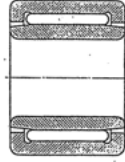


Figure I.9 Roulement à aiguilles

On appelle roulements à aiguilles des roulements ayant des rouleaux très minces comparables à des aiguilles (figure I.9). Ces roulements ont des applications spécifiques, notamment les têtes de bielles des moteurs à deux temps.

La raison de leur utilisation dans ce cas est que le mouvement pendulaire de la bielle induit des accélérations qui, avec de gros rouleaux, provoqueraient des forces d'inertie importantes, nuisibles à la cage.

I.3.7 Butées

On appelle butée un roulement destiné à reprendre une charge axiale. La figure I.10 représente une butée à billes à simple effet, c'est-à-dire capable de

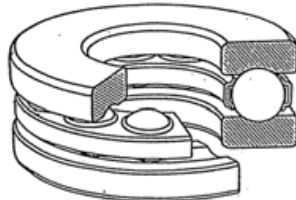


Figure I.10 Butée à simple effet.

reprendre des efforts axiaux dans un seul sens. la figure I.11 représente une butée à double effet, c'est-à-dire capable de reprendre un effort axial dans les deux sens. Il existe également des butées à rouleaux.

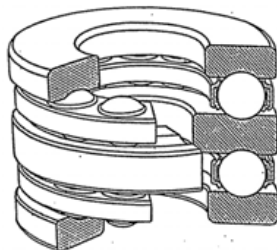


Figure I.11 Butée à double effet.

I.4 Fatigue des roulements

Considérons un roulement tournant sous une charge donnée de direction fixe.

L'expérience montre qu'après un certain temps de fonctionnement (heureusement assez long si le roulement est bien dimensionné), le roulement commence à émettre un bruit caractéristique que l'on considère généralement comme le signe de sa défaillance. L'origine de ce bruit est le phénomène d'écaillage, dont voici la genèse. Les éléments roulants font supporter aux pistes des efforts répétés et, comme nous l'avons vu lors de l'étude du contact hertzien, cela provoque à une certaine profondeur un cisaillement alterné. À l'issue d'un certain nombre de cycles, il arrive qu'une fissure se forme en un point faible. Petit à petit, cette fissure se propage jusqu'à la surface et on assiste à la formation d'une écaille qui se détache, laissant sur la piste un cratère. Les éléments roulants, en passant sur ce cratère, subissent des accélérations qui sont à l'origine du bruit dont nous avons parlé (fg. I.12).

Le phénomène d'écaillage est inévitable et se produit d'autant plus vite que la charge est plus élevée. Les roulements ont donc une durée de vie finie, que l'on note L , et qui se compte en nombre de cycles, c'est-à-dire en nombre de tours de l'arbre. Malheureusement, ce nombre de cycles avant écaillage sous une charge donnée est très dispersé, ce qui complique l'analyse. Des études statistiques ont été menées de longue date par les constructeurs de roulements et elles ont conduit à une courbe de probabilité de survie dont la forme est représentée en figure I.13.

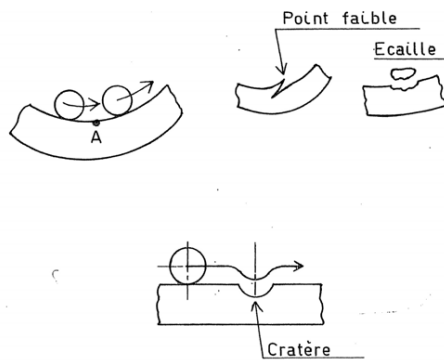


Figure I.12 L'écaillage et ses conséquences.

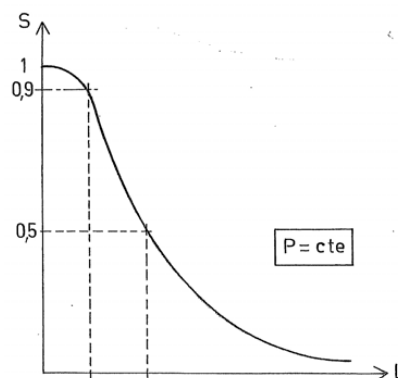


Figure I.13 Probabilité de survie des roulements.

Il est d'usage de noter L_{10} la durée de vie correspondant à 10% de défaillances (soit une fiabilité de 90%), L_{50} la durée de vie correspondant à 50 % de défaillances, et, en général, L_d la durée de vie correspondant à un pourcentage de défaut $d\% = 100(1 - S)$. On constate que

$$L_{50} \approx 5,25L_{10}$$

I.1

La fiabilité de référence S^* généralement adoptée par les constructeurs est de 90%. Il y correspond la durée de vie nominale L (on omet l'indice 10). Pour les autres fiabilités, les travaux les plus récents [1, 2, 3] ont conduit à la formule suivante :

$$\frac{\ln S}{\ln 0,9} = \left(\frac{L_{d\%} - L_0}{L - L_0} \right)^e \quad (\text{loi de Weibull})$$

I.2

où L_0 est la durée de vie atteinte par tous les paliers ($L_0 \approx 0; 05L$), et e , un exposant de dispersion, mesurant la vitesse d'endommagement du matériau. On peut adopter la valeur $e = 1; 11$ pour tous les types de roulements. Cette loi donne les résultats suivants :

S	$d\%$	$L_{d\%}/L$
0,2	80	11,1
0,5	50	5,23
0,8	20	1,92
0,9	10	1
0,95	5	0,547
0,98	2	0,265
0,99	1	0,165
0,995	0,5	0,111
0,998	0,2	0,077
0,999	0,1	0,064
1	0	0,05

À titre d'illustration, considérons un roulement qui supporte un arbre tournant à une fréquence de rotation $N = 3000$ tr/min et supposons qu'on en attende un temps de vie $T = 10000$ h [1] avec une fiabilité exceptionnelle de 99,9%. Cela revient à dire que

$$L_{0,1} = TN = (10000 \times 60) \cdot 3000 = 1,8 \cdot 10^9 \text{ cycles}$$

En se référant au tableau ci-dessus, il faudra donc calculer le palier pour une durée de vie nominale

$$L = \frac{L_{0,1}}{0,064} = 28,13 \cdot 10^9 \text{ cycles}$$

I.5 Relation entre la charge et la durée de vie

Les essais ont montré que la relation entre la charge P appliquée au roulement et sa durée de vie nominale L peut s'écrire

$$\frac{L}{L^*} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

I.3

où $L^* = 106$ cycles, et C est la capacité de charge dynamique du roulement. C'est par définition la charge pour laquelle la durée de vie nominale égale L^* . L'exposant p vaut

$$p = \left\{ \begin{array}{l} 3 \quad \text{pour les roulements à billes} \\ \frac{10}{3} \quad \text{pour les roulements à rouleaux} \end{array} \right\}$$

I.4

I.6 Comportement des roulements sous une charge de direction quelconque

Dans la section précédente, nous avons parlé de la charge sans en préciser la direction. Or, un roulement peut en général être soumis à une charge radiale F_r et une charge axiale F_a , comme le montre la figure I.14. Que vaut alors la

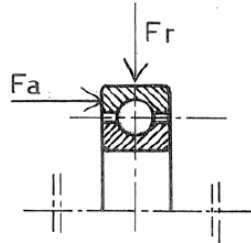


Figure I.14 Charge radiale F_r et charge axiale F_a .

charge P à prendre en considération dans la formule (I.3) ? La réponse à cette question nécessite deux étapes.

I.6.1 Direction de référence de la charge

On associe d'abord à chaque type de roulement une direction de référence qui est utilisée lors des essais.

_ Pour les roulements rigides à billes, la charge de référence P est radiale, ce qui est assez naturel.

_ Pour les butées, la charge de référence P est axiale, ce qui est tout aussi naturel.

_ Pour les roulements à billes à contact oblique et les roulements à rouleaux coniques, le choix de la direction de référence est moins évident. En effet,

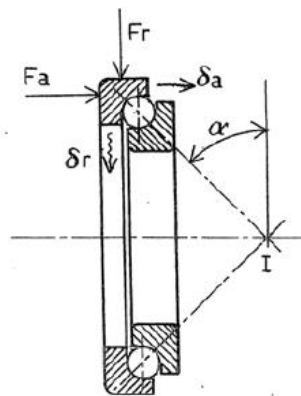


Figure I.15 Ligne de pression dans un roulement à contact oblique.

l'effort siégeant dans un élément roulant dépend de son déplacement de compression élastique dans la direction de contact (ligne de pression), mesuré sur l'élément supérieur de la figure I.15 par:

$$\delta = \delta_r \cos \alpha + \delta_a \sin \alpha \quad \text{I.5}$$

où δ_r et δ_a sont les rapprochements des deux bagues dans la direction radiale et la direction axiale respectivement, et α est l'angle de contact. Il ne peut y avoir d'effort que si δ est positif, soit si

$$\delta_a \sin \alpha > -\delta_r \cos \alpha \quad \text{I.6}$$

Plus précisément, la loi de comportement des roulements à contact oblique (à billes ou à rouleaux) admet la représentation approximative donnée par la figure I.16 2. En particulier,

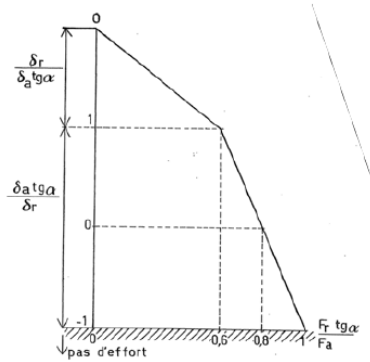


Figure 7.16 Loi approximative de comportement des roulements à contact oblique (à billes ou à rouleaux).

$$\frac{\delta_a \operatorname{tg} \alpha}{\delta_r} = 0$$

c'est-à-dire que le déplacement relatif des deux bagues est purement radial pour

$$\frac{F_r \operatorname{tg} \alpha}{F_a} = 0,8$$

Soit

$$F_a = 1,25 F_r \operatorname{tg} \alpha \quad \text{I.7}$$

C'est ce cas de charge qui sert de référence : pour un roulement à contact oblique, la charge de référence est la composante radiale de la charge donnant un déplacement relatif des deux bagues purement radial. Le chargement de référence est donc de la forme

$$(F_r, F_a) = (P, 1,25P \operatorname{tg} \alpha) \quad \text{I.8}$$

I.6.2 Charge dynamique équivalente

Ceci posé, on dit que deux systèmes de charge $(F_{r1} ; F_{a1})$ et $(F_{r2} ; F_{a2})$ d'un roulement sont équivalents s'ils mènent à la même durée de vie. Dans chaque classe d'équivalence de charges, il en existe une qui a la direction de référence. La charge P correspondante est appelée charge dynamique équivalente. Le calcul de celle-ci pour un roulement peut être fait avec une bonne approximation à l'aide de lois approchées constituées de deux segments de droite de la forme

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{I.9}$$

dont on trouve les coefficients dans les catalogues des constructeurs. À l'heure actuelle, ce calcul est normalisé sur base des travaux fondamentaux de Palmgren et Lundberg [2, 3].

I.7 Comportement sous une charge dépendant du temps

Dans de nombreuses applications, la charge n'est pas constante. Soit par exemple un roulement à billes de capacité dynamique égale à 45000 N, monté dans une boîte de vitesses d'automobile, et devant fonctionner dans les trois conditions suivantes :

Vitesse enclenchée	1	2	3
x = fraction du temps d'utilisation	0,1	0,1	0,8
Fréquence de rotation N /(tr/min)	750	1050	1500
Charge équivalente P /Newton	10260	7840	5780

Quel temps de vie T atteindra ce roulement ?

La réponse à ce genre de problèmes est fondée sur le principe du dommage cumulatif qui, du reste, a été introduit par Palmgren dans ce cadre précis en 1924[4] . De ce principe résulte l'introduction de ce que nous appellerons la charge bi-équivalente.

I.7.1 Charge bi-équivalente

Supposons que le palier soit soumis à n cycles qui se décomposent en n_1 cycles sous la charge équivalente P_1 , n_2 cycles sous la charge P_2 , etc. Sous la charge P_k , à laquelle correspond la durée de vie L_k , il subit un dommage

$$D_k = \frac{n_k}{L_k}$$

qui, en vertu de la loi de durée de vie (I.3), s'écrit encore

$$\begin{aligned} D_k &= \frac{n_k P_k^p}{L^* C^p} \\ &= \frac{n}{L^* C^p} \frac{1}{n} n_k P_k^p \end{aligned}$$

Le dommage total après les n cycles vaut donc

$$D = \sum_k D_k = \frac{n}{L^* C^p} \sum_k \frac{1}{n} n_k P_k^p$$

ce qui, en introduisant la charge bi-équivalente

$$P_{\text{éq}} = \sqrt[p]{\sum_k \frac{n_k}{n} P_k^p} \quad \text{I.10}$$

Donne

$$D = \frac{n}{L^*} \left(\frac{P_{\text{éq}}}{C} \right)^p \quad \text{I.11}$$

La durée de vie L , comptée en nombre total de cycles n , correspond alors à un dommage unitaire, ce qui conduit à la relation

$$\frac{L}{L^*} = \left(\frac{C}{P_{\text{éq}}} \right)^p \quad \text{I.12}$$

qui a la même forme que (I.3).

I.7.2 Application au problème posé

Appliquons cette notion à notre problème. On peut admettre qu'après un temps raisonnablement long, les fractions de temps d'utilisation sont stabilisées, ce qui rend les rapports n_k / n de la formule (I.10) à peu près invariants. Sur le temps de vie, on aura fait dans la vitesse k un nombre de cycles égal à

$$n_k = x_k N_k T$$

et un nombre total de cycles égal à

$$n = \sum_k n_k = \left(\sum_k x_k N_k \right) T = \bar{N} T$$

en notant \bar{N} la fréquence de rotation moyenne

$$\bar{N} = \sum_k x_k N_k \quad \text{I.13}$$

Il en résulte que la formule (I.10) se transforme en

$$P_{\text{éq}} = \sqrt[3]{\sum_k \frac{x_k N_k}{\bar{N}} P_k^3} \quad \text{I.14}$$

La durée de vie se calcule alors par la formule (I.12) et on en déduit le temps de vie par

$$T = \frac{L}{\bar{N}} \quad \text{I.15}$$

Effectuons le calcul. On a

$$\bar{N} = x_1 N_1 + x_2 N_2 + x_3 N_3 = 0,1 \cdot 750 + 0,1 \cdot 1050 + 0,8 \cdot 1500 = 1380 \text{tr}/\text{min}$$

On calcule en suite

$$\begin{aligned} \frac{x_1 N_1}{\bar{N}} &= \frac{0,1 \cdot 750}{1380} = 0,05435 \\ \frac{x_2 N_2}{\bar{N}} &= \frac{0,1 \cdot 1050}{1380} = 0,07609 \\ \frac{x_3 N_3}{\bar{N}} &= \frac{0,8 \cdot 1500}{1380} = 0,8696 \end{aligned}$$

On vérifie, à titre de preuve, que la somme de ces coefficients vaut l'unité.

L'application de la formule (7.14) donne alors

$$P_{\text{éq}} = \sqrt[3]{0,05435 \cdot (10260)^3 + 0,07609 \cdot (7840)^3 + 0,8696 \cdot (5780)^3} = 6409N$$

La durée de vie en cycles est donc

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 L^* = \left(\frac{40500}{6409} \right)^3 \cdot 10^6 = 252,3 \cdot 10^6 \text{cycles}$$

Il y correspond un temps de vie

$$T = \frac{L}{\bar{N}} = \frac{252,3 \cdot 10^6}{1380} = 182,9 \cdot 10^3 \text{min} = 3048h$$

I.7.3 Problème inverse

Le problème inverse, qui est celui de la conception, consiste à trouver la capacité dynamique nécessaire pour obtenir un temps de vie donné. Dans ce cas, on calcule comme ci-dessus la fréquence de rotation moyenne et la charge bi-équivalente, on obtient la durée de vie par

$$L = \bar{N}T$$

et la capacité de charge dynamique nécessaire s'en déduit par

$$C = P_{\text{éq}} \left(\frac{L}{L^*} \right)^{1/p} \quad \text{I.16}$$

I.7.4 Cas d'une charge équivalente variant de manière continue lors d'un cycle

Soit une charge équivalente variant selon un cycle de paramètre $\theta \in]0; 2\pi[$, pour fixer les idées. Alors, la charge bi-équivalente est donnée par

$$P_{\text{éq}} = \sqrt[p]{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P^p(\theta) d\theta} \quad \text{I.17}$$

I.8 Choix de la durée de vie

La durée de vie peut être fixée par le cahier des charges. À défaut, on peut s'inspirer du tableau indicatif suivant :

Type d'appareil	Temps de vie en heures
Appareil d'usage restreint : démonstration, mesures, portes	50... 1000
Usage intermittent : outil manuel, appareil ménager, appareil de levage	2000... 10000
Fonctionne 8h/jour	10000... 30000
Fonctionne 24h/jour	30000... 100000

On notera que la considération de l'usure, qui sera traitée plus loin (section I.11), définit implicitement des durées de vie.

I.9 Calcul statique des roulements

I.9.1 Capacité de charge statique

Lorsqu'un roulement tourne peu, la durée de vie qu'on en attend est faible, si bien que le calcul à la fatigue donne une charge admissible

$$P = C \left(\frac{L^*}{L} \right)^p \gg$$

Mais il est bien évident qu'une charge trop importante peut mener à des déformations permanentes sous forme d'empreintes sur les pistes, un peu comme dans un essai Brinell. Ces détériorations nuisent à la précision du guidage (l'arbre ne tourne plus rond) ; sont à l'origine d'un fonctionnement bruyant du roulement.

Dans cette optique, on définit la capacité de charge statique C_0 , correspondant à l'heure actuelle à une valeur maximale de la contrainte de Hertz, avec la condition supplémentaire que la déformation plastique du contact n'excede pas le dix-millième du diamètre d'un élément roulant. La charge statique P_0 est alors limitée en fonction du choix d'un coefficient de sécurité s_0 , c'est-à-dire que l'on admet la valeur

$$P_0 = \frac{C_0}{s_0} \quad \text{I.18}$$

Il faut bien se rendre compte que la capacité de charge statique n'est nullement définie par la ruine du roulement, si bien que le coefficient de sécurité s_0 ne doit pas nécessairement être supérieur à l'unité.

_ Dans les applications où le silence de fonctionnement est hautement nécessaire, comme dans les appareils médicaux d'hôpital, on posera normalement $s_0 = 2$.

_ De même, dans les machines-outils, qui nécessitent pour bien fonctionner une grande précision de rotation, on posera également $s_0 = 2$.

_ En revanche, si le silence du roulement importe peu, comme par exemple dans les engins de chantier de génie civil, on pourra poser $s_0 = 1/2$.

_ De même, lorsqu'on veut gagner coûte que coûte du poids, comme en aviation, on pourra également poser $s_0 = 1/2$.

I.9.2 Charge statique équivalente

De la même façon que pour la charge dynamique, on traite le cas d'une sollicitation quelconque à l'aide d'une charge statique équivalente qui se calcule par deux lois affines de la forme

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{I.19}$$

Le coefficients X_0 et Y_0 sont donnés dans les catalogues des constructeurs. On prendra note du fait qu'ils ne sont pas égaux aux coefficients X et Y servant à calculer la charge dynamique équivalente.

I.10 Calcul des charges dans le cas de deux roulements à contact oblique (à billes ou à rouleaux) montés en opposition

I.10.1 Montage en X et montage en O

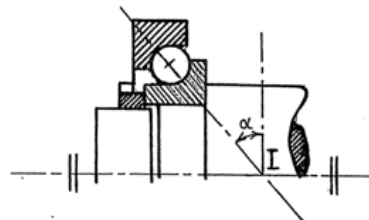


Figure I.17 Centre de pression d'un roulement à contact oblique.

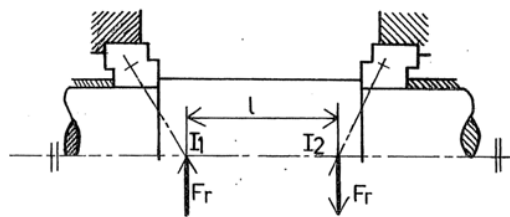
La résultante des efforts des différents éléments roulants d'un roulement à contact oblique passe par le centre de pression I (fg. I.17) et ne peut exister que si

$$F_a \geq F_r \operatorname{tg} \alpha \quad \text{I.20}$$

étant l'angle de contact. Pour pouvoir reprendre des efforts axiaux dans les deux sens, on monte deux roulements en opposition. Deux montages sont possibles : en X ou en O.

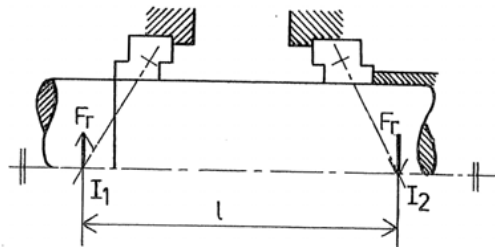
Le montage en X (fg. I.18) est caractérisé par le fait que les centres de pression sont situés entre les deux roulements. Les lignes de contact tracées de part et d'autre de l'axe dessinent alors une figure qui suggère la lettre X, d'où le nom de ce montage. Les charges radiales, qui passent par les centres de pression, sont donc plus rapprochées que les roulements eux mêmes, ce qui diminue le moment que peut reprendre le système. À la limite, pour une distance ℓ nulle entre les centres de pression, on obtient une rotule (du moins, au premier ordre).

Dans le montage en O (fg. I.19), les centres de pression sont situés à l'extérieur des roulements. Les lignes de contact tracées de part et d'autre de l'axe dessinent alors une figure qui suggère la lettre O. Les centres de pression sont alors plus éloignés que les roulements, ce qui augmente le moment que peut reprendre le système. Même si les roulements sont accolés, la distance ℓ des centres de pression est positive.



$$M = \ell F_r$$

Figure I.18 Montage en X



$$M = \ell F_r$$

Figure I.19 Montage en O

On utilise le montage en X lorsque le moment à reprendre est petit ou que la distance entre les paliers est grande. Pour des raisons de facilité de montage, on le préfère lorsque c'est l'arbre qui tourne. Le montage en O s'utilise dans tous les cas où des paliers très proches doivent reprendre un grand moment. Le cas typique est la roue de véhicule. Du reste, on préfère le montage en O lorsque c'est le moyeu qui tourne sur un axe fixe, car le montage est plus aisé.

On notera encore que le montage en O permet, sans efforts supplémentaires, une dilatation de l'arbre plus grande que celle du bâti, ce qui n'est pas le cas du montage en X. Ce dernier permet par contre un raccourcissement relatif de l'arbre par rapport au bâti.

I.10.2 Répartition des charges axiales

I.10.2.1 Exposé du problème

Dans ces deux montages, le calcul de la charge revenant à chaque roulement est délicat : une charge radiale sur le roulement 1 a tendance à séparer ses deux bagues. Mais ce

mouvement est empêché par le roulement 2. Il en résulte une charge axiale mutuelle dont le calcul relève de l'hyperstatique (non linéaire). Le même problème subsiste lorsqu'une charge axiale K_a est appliquée à l'ensemble.

Pour écrire les relations de manière unique, nous conviendrons d'appeler roulement 1 celui que la charge axiale K_a tend à surcharger et roulement 2 celui que cette charge a tendance à décharger. Ainsi (fig. 7.20), la charge axiale du roulement 2 s'ajoute à K_a pour donner la charge axiale du roulement 1 :

$$K_a = F_{a1} - F_{a2} \tag{I.21}$$

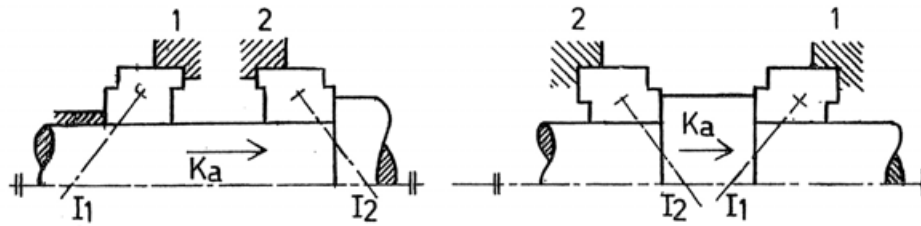


Figure I.20 Définition des roulements 1 et 2

Mais cette relation d'équilibre ne suffit pas à déterminer F_{a1} et F_{a2} et il faut faire intervenir les lois liant les déplacements relatifs des bagues de roulements à leur charge. En notant le déplacement axial relatif des bagues d'un roulement dans le sens de la compression, on peut écrire [16]

$$\delta_a = G (F_r \operatorname{tg} \alpha)^{1/m} \Phi_r(y) \tag{I.22}$$

où G est une constante du roulement, m , un exposant valant 1,5 pour les roulements à billes et 1,1 pour les roulements à rouleaux, y , un facteur de direction de charge donné par

$$y = \frac{F_a}{F_r \operatorname{tg} \alpha} \tag{I.23}$$

et Φ_r , une fonction ayant l'allure représentée en figure I.21.

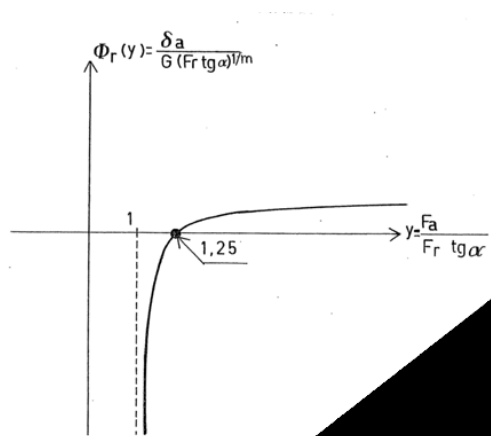


Figure I.21 Allure de la fonction Φ_r

En l'absence de serrage initial, on a $\delta_{a1} = \delta_{a2}$ car les deux roulements sont rigidement liés à l'arbre et au bâti. Dès lors, un des deux roulements a un déplacement axial positif et

l'autre, un déplacement axial négatif. Comme le montre la figure I.21, cela implique la relation

$$\Phi_r(y_1) \cdot \Phi_r(y_2) < 0$$

Mais il y a plus : si la fonction Φ_r est négative, cela implique que son argument y a une valeur comprise entre 1 et 1,25. On peut donc affirmer qu'un des deux roulements fonctionne entre $y = 1$ et $y = 1,25$ et que l'autre roulement fonctionne avec une valeur de y supérieure à 1,25.

I.10.2.2 Méthode du maître et de l'esclave

Il est d'usage de simplifier le problème en admettant que le roulement ayant la plus petite valeur de y fonctionne en $y = 1; 25$. Cette procédure exagère un peu les charges axiales sur les roulements. Nous dirons par convention que ce roulement fonctionnant en $y = 1; 25$ (ce qui signifie $F_a = 1; 25 F_r \operatorname{tg} \alpha$) est le maître et que l'autre, que nous appellerons l'esclave, prend le reste de la charge axiale de manière à vérifier l'équilibre. Le maître peut être le roulement 1 ou le roulement 2, ce qui signifie que deux schémas de calcul sont possibles :

Schéma 1 : Le roulement 1 est le maître.

Alors,

$$\begin{aligned} F_{a1} &= 1,25 F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 \\ F_{a2} &= F_{a1} - K_a \end{aligned} \quad \text{I.24}$$

Ce schéma est en échec si $F_{a2} < 1,25 F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$. Dans ce cas, il faut adopter le schéma 2.

Schéma 2 : Le roulement 2 est le maître.

Alors,

$$\begin{aligned} F_{a2} &= 1,25 F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2 \\ F_{a1} &= F_{a2} + K_a \end{aligned} \quad \text{I.25}$$

Ce schéma est en échec si $F_{a1} < F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1$. Dans ce cas, il faut adopter le schéma 1.

La procédure la plus simple et la plus facile à retenir est d'essayer l'un des deux schémas et, en cas d'échec, d'adopter l'autre. Les constructeurs de roulements présentent le calcul de manière déterministe en définissant trois cas [2, 3].

C'est strictement équivalent, mais plus compliqué et plus difficile à retenir.

I.10.2.3 Cohérence de la méthode

Mais ceci pose une question de cohérence. En effet, est-on sûr qu'il ne soit pas possible que les deux schémas soient en échec ? Nous allons montrer que l'échec d'un quelconque des deux schémas implique la réussite de l'autre.

a) Supposons d'abord le schéma 1 en échec. Cela signifie que si l'on pose

$F_{a1} = 1; 25 F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1$, on obtient

$$F_{a2} = F_{a1} - K_a = 1,25 F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - K_a < 1,25 F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$$

et que, par conséquent,

$$K_a > 1,25 F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - 1,25 F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$$

Mais alors, dans le schéma 2, où l'on pose $F_{a2} = 1; 25 F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$, le calcul de F_{a1} donne

$$F_{a1} = F_{a2} + K_a$$

$$> 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2 + (1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2) = 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1$$

donc le schéma 1 n'est pas en échec.

b) Supposons à présent le schéma 2 en échec, ce qui revient à dire que si l'on pose $F_{a2} = 1,25F_{a2} \operatorname{tg} \alpha_2$, on obtient

$$F_{a1} = F_{a2} + K_a = 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2 + K_a < 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1$$

et que, par conséquent,

$$K_a < 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$$

Mais alors, dans le schéma 1, où l'on pose $F_{a1} = 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1$, le calcul de F_{a2} donne

$$F_{a2} = F_{a1} - K_a$$

$$> 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - (1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2) = 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$$

donc le schéma 1 n'est pas en échec.

Finissons par noter que les deux schémas ne sont simultanément valables si que

$$K_a = F_{a1} - F_{a2} = 1,25F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1 - 1,25F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2$$

I.10.3 Identification des angles de contact

En pratique, les angles de contact ne sont pas indiqués explicitement dans les catalogues. Mais on peut les connaître à partir des lois pratiques de calcul de la charge dynamique qui sont de la forme

$$P = \begin{cases} F_r & \text{si } \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ XF_r + YF_a & \text{si } \frac{F_a}{F_r} > e \end{cases} \quad \square \quad \text{I.26}$$

Dans le cas des roulements à billes à contact oblique, on a

$$1,25 \operatorname{tg} \alpha = e \quad \square \quad \text{I.27}$$

et dans le cas des roulements à rouleaux coniques,

$$1,25 \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2Y} \quad \square \quad \text{I.28}$$

I.10.4 Serrage initial

Pour être rigoureux, l'état calculé par la procédure du maître et de l'esclave correspond à un certain serrage (il faut entendre par là un rapprochement des deux paliers sous l'effet d'un écrou serré d'un côté). Ce serrage, que nous noterons Δ , est donné par

$$\Delta = G_1 (F_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1)^{1/m} \Phi_r(y_1) + G_2 (F_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2)^{1/m} \Phi_r(y_2) \quad \text{I.29}$$

On trouvera toutes les données nécessaires à son calcul dans le Mémento, pages R3 et suivantes. La précharge correspondante vaut

$$F_{a0} = \left(\frac{\Delta}{G_1 + G_2} \right)^m \quad \text{I.30}$$

On peut du reste modifier cette précharge, soit pour obtenir une durée de vie maximale de l'ensemble des deux roulements, soit pour raidir le guidage de l'arbre. Cette question est discutée dans la référence [7], dont les résultats principaux sont repris dans le Mémento.

I.11 Ajustement des roulements sur l'arbre et au niveau du logement

I.11.1 Roulage

Les ajustements à pratiquer pour les deux bagues du roulement diffèrent selon que ces bagues tournent ou non par rapport à la charge. Examinons quelques exemples.

Soit d'abord un arbre tournant soumis à une charge fixe dans l'espace.

Dans ce cas, la bague intérieure du roulement tourne par rapport à la charge et sa bague extérieure est fixe par rapport à la charge.

Soit à présent une roue folle sur un axe fixe et soumise à une charge fixe dans l'espace. Ici, la bague extérieure du roulement tourne par rapport à la charge et sa bague intérieure est fixe par rapport à la charge.

Soit un arbre tournant qui porte un rotor excentré. Le poids du rotor est fixe dans l'espace, mais le balourd tourne avec l'arbre. Il en résulte que la charge tourne par rapport aux deux bagues des roulements.

La règle fondamentale est la suivante : une bague qui tourne par rapport à la charge doit être montée serrée. Par contre, une bague fixe par rapport à la charge peut très bien être montée avec jeu.

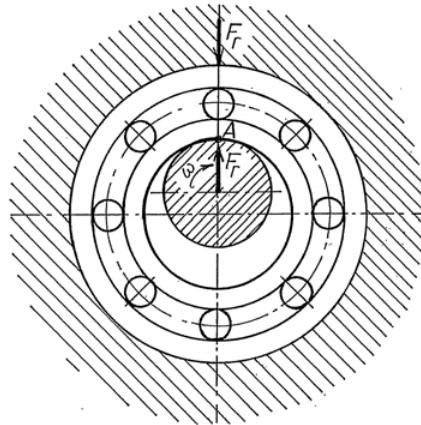


Figure I.22 Phénomène de roulage

Pourquoi cette règle ? Imaginons un arbre tournant par rapport à la charge radiale et supposons que la bague intérieure du roulement ait du jeu. Comme le montre la figure I.22, le contact se fait au seul point A. Si la force radiale F_r est suffisante, la bague va rouler sur l'arbre. Ce roulage forcé, bien qu'il n'entraîne pas de glissement macroscopique des surfaces, entraîne cependant une usure rapide de l'arbre et de la bague parce que la surface de contact est un peu aplatie et qu'il en résulte des microglissements. Du reste, un glissement plus franc peut se produire lors d'accélération. Ce phénomène est connu sous le nom de roulage (on dit aussi laminage) et le seul moyen de l'éviter est de recourir à un ajustement serré. On trouvera en page R10 du Mémento des indications sur les ajustements à choisir. Il en existe d'ailleurs dans les catalogues des constructeurs 5. Le même phénomène se produit sur la bague extérieure lorsqu'elle tourne par rapport à la charge.

Notons encore que les roulements sont conçus pour qu'avec une bague serrée, le jeu interne soit approximativement nul. Lorsque les deux bagues sont serrées, il faut commander des roulements avec un jeu plus grand que le jeu normal[8].

I.11.2 Roulement fixe et roulement libre

Dans le montage classique d'un arbre sur deux roulements rigides à billes, avec une charge fixe dans l'espace, on fixe axialement à l'aide d'un serrage latéral la bague extérieure d'un seul des deux roulements, de manière à laisser libre la dilatation thermique de l'arbre.

I.12 Usure des roulements

Outre la fatigue, il existe un autre facteur qui limite la durée d'utilisation satisfaisante d'un roulement : c'est l'usure.

I.12.1 Généralités

L'usure peut être causée par différents facteurs, comme la présence de corps étrangers, une lubrification insuffisante, une corrosion par l'eau de condensation. Les facteurs influençant l'usure sont les conditions de fonctionnement, l'ambiance et l'efficacité des dispositifs d'étanchéité et de graissage. Les conséquences de l'usure sont une augmentation de la rugosité à l'intérieur du roulement, une augmentation du jeu interne, une augmentation du bruit de fonctionnement, une baisse de la précision du guidage en rotation. Il peut en résulter des engrènements défectueux, des balourds et une surcharge du palier.

I.12.2 Données expérimentales

Des essais ont été réalisés par Eschmann [9] sur 100000 paliers. Cet auteur définit qui dépend de son diamètre par la relation d'abord un jeu optimal e_0 du roulement, qui dépend de son diamètre par la relation

$$\frac{e_0}{\mu m} \approx 0,46 \left(\frac{d}{mm} \right)^{0,67} \quad \text{I.31}$$

Il définit en suite un facteur d'usure f_v par

$$f_v = \frac{V}{e_0} \quad \text{I.32}$$

où V est l'augmentation du jeu radial par usure. Ce facteur d'usure dépend du temps d'utilisation du roulement et de ses conditions de fonctionnement. Deux courbes fondamentales ont été tracées à partir des expériences :

La courbe A, qui correspond à une usure minimale, c'est-à-dire aux conditions les plus favorables.

La courbe B, qui correspond à une usure maximale, c'est-à-dire aux conditions les plus sévères.

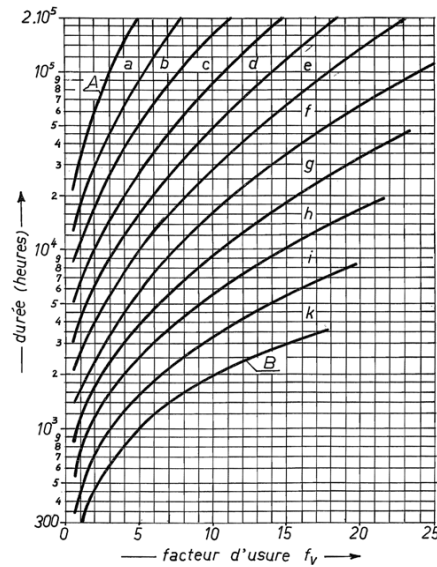


Figure I.23 Courbes d'usure d'Eschmann [9]

En outre, dix plages intermédiaires ont été définies, pour représenter les conditions courantes (fig. I.23). En_n, il a été établi un tableau des plages et des facteurs d'usure admissibles pour un grand nombre d'applications (voir **Mé-mento**, pages R12 et R13). En portant sur le diagramme de la figure I.23 la valeur admissible f_v et la plage assignées par le tableau, on obtient une valeur de la durée de vie du roulement dans des conditions acceptables de précision.

Ainsi, pour les roues avant d'un véhicule automobile, le tableau donne une valeur admissible de f_v comprise entre 4 et 8, et spécifie que le fonctionnement se situe dans les plages h à i. Cela donne une durée de vie comprise entre 1600 et 4500 h environ (en se plaçant sur la frontière des deux plages).



CHAPITRE II

Modélisation et rigidité d'un roulement

II.1 Introduction

Dans le but de déterminer avec une assez bonne précision la répartition des charges sur les différents corps roulants, des modèles plus performants tenant compte de la non linéarité des contacts entre ces derniers et les pistes de roulement (contact hertzien) sont développés. Dans ce contexte, Jones [8] et Palmgren [9] ont développé un modèle analytique d'un roulement chargé radialement ou axialement en utilisant les théories de Hertz et Boussinesq. Ils ont établi des formules approchées des relations effort-déplacement permettant de modéliser le comportement des roulements. Des relations simplifiées permettant de déterminer les raideurs axiale et radiale pour certaines configurations du chargement sont ensuite données par Garguillo [10]. Une étude concernant l'influence des différents paramètres expérimentaux sur la rigidité des roulements tels que la vitesse de rotation, la pré charge, etc... est présentée par Krauss [11] qui a montré que la vitesse de rotation n'a pas d'influence sur la rigidité. Des raideurs angulaires définies suivant le plan de flexion des arbres sont introduites par Drago [12]. Une approche analytique basée sur la détermination d'une matrice de rigidité associée aux cinq degrés de libertés (trois translations et deux rotations) de la bague intérieure du roulement dans son mouvement relatif par rapport à la bague extérieure est proposée par Lim et Singh [13] dans les années 90. Demul [14], a utilisé cette dernière modélisation en tenant compte des forces centrifuges.

Notre travail consiste à résoudre le problème non linéaire en s'appuyant sur une modélisation éléments finis. Le modèle se base sur la méthode des déplacements associée à l'algorithme de résolution itératif de Newton-Raphson. Une étude théorique amenant à la détermination de l'expression générale de la matrice de rigidité de dimension (12×12) est présentée.

On s'intéressera par la suite, dans un premier temps, à l'étude d'un roulement à billes à contact oblique : La matrice de rigidité non linéaire et les efforts appliqués par les deux bagues sur le corps roulant sont déterminés. Un élément fini à deux nœuds et six degrés de libertés par nœuds (trois déplacements et trois rotations) est développé lors de ces calculs. Une étude numérique est ensuite présentée pour montrer l'influence de la variation de certains paramètres sur les termes de la matrice de rigidité. Une étude similaire est ensuite réalisée sur un roulement à rouleaux cylindriques dont les bagues présentent deux épaulements.

II .2. Dérivation d'équations dynamiques pour TRB

Afin d'obtenir des équations d'équilibre de roulement, il est nécessaire de résoudre les équations d'équilibre de tous les rouleaux qui sont liés au rouleau forces de contact. La dérivation de ces équations a été clairement présentée par de Mul et al. et brièvement résumé ci-dessous.

II. 2.1 Hypothèses

Les hypothèses suivantes sont faites pour réduire la complexité de analyse: (1) les charges générées par la cage et les frottements sont négligées; (2) La déformation élastique n'apparaît qu'à l'endroit du contact entre le rouleau et les bagues de roulement; (3) La précharge axiale est suffisamment importante pour ne permettre aucun espace entre le rouleau et les chemins de roulement

II .2.2. Théorie de Hertz

Les déplacements des bagues intérieure et extérieure vont engendrer des efforts de contact sur la piste de roulement. La théorie de Hertz est utilisée lors du calcul des efforts qui agissent sur les éléments roulants:

$$Q = C_f (\delta)^n \quad \text{II.1}$$

où Q est la force agissant sur l'élément roulant, Cf une constante de rigidité du contact, δ l'écrasement des corps en contact et n le coefficient dépendant de la nature du contact.

II.2.3 Matrices de "Géométrie"

Les différents repères orthonormés directs utilisés dans cette analyse pour déterminer le mouvement relatif du corps roulant et de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure sont : le repère élémentaire (global) R1 (O , x e , y e , z e) avec z e l'axe de rotation du roulement, le repère lié au corps roulant R2(Cr , r e , n e , z e) avec ϕ l'angle repérant la position du centre Cr, et le repère lié à la bague extérieure R3 (Cr , r ' e , n e , z ' e) qui tient compte du basculement éventuel de la bague extérieure dans le repère R2 (voir figure II. 1).

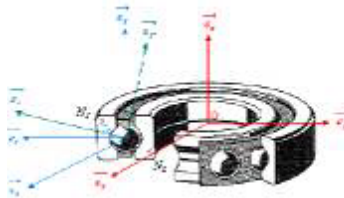


Figure II.1 : Définition des repères utilisés

On note θ_x , θ_y , θ_z , et γ respectivement les déplacements angulaires du point N_1 dans le repère R1 suivant les trois directions e_x , e_y , e_z et l'angle de basculement de la bague extérieure dans le plan radial de calcul. Ce dernier s'écrit :

$$\gamma = -\sin \phi \theta_x + \cos \phi \theta_y \quad \text{II.2}$$

On définit les matrices de "géométrie" [G1] et [G2] correspondant respectivement aux bagues extérieure et intérieure comme étant :

$$\left\{ \overrightarrow{dep}(C_r \in \text{Bague ext}) \right\}_{R_3} = [G_1] \cdot \left\{ \overrightarrow{dep}(N_1 \in \text{Bague ext}) \right\}_{R_1} \quad \text{II.3}$$

$$\left\{ \overrightarrow{dep}(C_r \in \text{Bague int}) \right\}_{R_3} = [G_2] \cdot \left\{ \overrightarrow{dep}(N_2 \in \text{Bague int}) \right\}_{R_1} \quad \text{II.4}$$

Ces matrices permettent de déterminer le déplacement des noeuds N_1 et N_2 dans le repère R1 à l'aide des déplacements du centre Cr dans le repère R3 appartenant respectivement à

$$[G_i] = \begin{bmatrix} \cos \gamma \cos \phi & \cos \gamma \sin \phi & \sin \gamma & -Z_i \sin \phi & Z_i \cos \phi & 0 \\ -\sin \gamma \sin \phi & \sin \gamma \cos \phi & \cos \gamma & R_i \sin \phi & -R_i \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \phi & \cos \phi & 0 \end{bmatrix} \quad \text{II.5}$$

la bague extérieure et à la bague intérieure. Elles s'écrivent :

II.2 .4 Systèmes de coordonnées TRB, charges et déplacements

Figure. II.2 montre les systèmes de coordonnées TRB et le chargement. Le roulement repère global (x, y, z), vecteur de force externe $\{F\}^T = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y\}$ et le vecteur de déplacement de l'anneau interne $\{\delta\}^T = \{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \gamma_x, \gamma_y\}$ sont représentés sur la Fig. II.2(a). Dans le système de coordonnées cylindriques local (r, φ,z) qui est fixé avec un rouleau particulier à l'angle d'azimut φ, la force de contact de la bague intérieure et les vecteurs de déplacement sont $\{Q\}^T = \{Q_r, Q_z, M\}$ et $\{u\}^T = \{u_r, u_z, \theta\}$, respectivement. Le déplacement du rouleau est exprimé par le vecteur $\{v\}^T = \{v_r, v_z, \psi\}$ (Fig. II.2 (b)). La relation entre les vecteurs $\{u\}$ et $\{\delta\}$ est indiqué comme

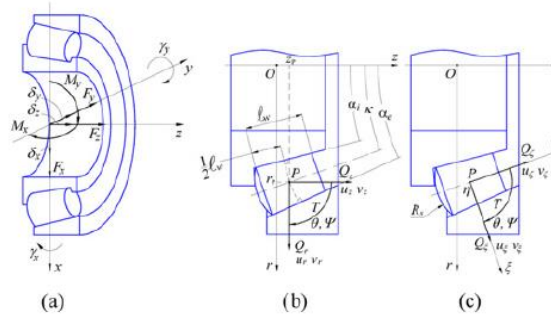


Figure. II.2 Systèmes de coordonnées de relèvement et chargement. (a) (x, y, z) global système de coordonnées, (b) (r, φ, z) système de coordonnées cylindriques, (c) (ξ, ζ,η) système de coordonnées incliné

$$\{u\} = [R\phi] \cdot \{\delta\} \tag{II.6}$$

où $[R\phi]$ est la matrice de transformation globale,

$$[R\phi] = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 & -z_p \sin\phi & z_p \cos\phi \\ 0 & 0 & 1 & r_p \sin\phi & z_p \cos\phi \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \tag{II.7}$$

Le vecteur de charge de contact $\{Q\}$ dépend à la fois du rouleau et de l'intérieur déplacements d'anneau, c'est-à-dire

$$\{Q\} = \{Q(\{u\}, \{v\})\} \tag{II.8}$$

Dans le repère incliné (ξ, ζ, η) (Fig. II.2 (c)), le vecteurs de force de contact et de déplacement correspondants indexés par les indices κ sont $\{Q_\kappa\}^T = \{Q_\xi, Q_\zeta, M\}$, $\{u_\kappa\}^T = \{u_\xi, u_\zeta, \theta\}$ et $\{v_\kappa\}^T = \{v_\xi, v_\zeta, \psi\}$. En utilisant la matrice de transformation locale $[K]$, on peut obtenir

$$\{Q_\kappa\} = [K] \cdot \{Q\} \tag{II.9}$$

$$\{u_k\} = [K] \cdot \{u\} \quad (5) \quad \text{II.10}$$

$$\{v_k\} = [K] \cdot \{v\} \quad \text{II.11}$$

Où

$$[K] = \begin{bmatrix} \cos\kappa & \sin\kappa & 0 \\ -\sin\kappa & \cos\kappa & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{II.12}$$

II .2.5 Force de contact rouleau-piste

La force de contact par unité de longueur entre le rouleau et le chemin de roulement était représentée, par Andreason, 4 comme:

$$q_a = c_a \delta_a^{10/9} \quad \text{II.13}$$

La force de contact totale entre le rouleau et le chemin de roulement peut être déterminé en appliquant l'opération d'intégration

$$Q_a = \int_0^l q_a dx_a \quad \text{II.14}$$

où $a = i, e$ indique l'anneau intérieur et extérieur. Dans le but de déterminer la compression de contact élastique (δ_a), il faut décomposer le contact force dans ceux des sous-sections correspondant au profil du rouleau. Pour exemple, dans le cas d'un rouleau chanfreiné, trois sous-sections désignées par Q_{a1} , Q_{a2} et Q_{a3} sont nécessaires comme illustré sur la (Fig. II.3) δ_a à une position arbitraire de chacun sous-section sera définie. Tout d'abord, considérez le profil de rouleau droit (Fig. II.4), la compression de contact à une distance x_a ($0 \leq x_a \leq l_w$) est calculée par

$$\delta_{a0} = \delta_{a(fr)} - \frac{\delta_{a(fr)} - \delta_{a(re)}}{2} x_a, \quad a = i, e \quad \text{II.15}$$

où $\delta_{a(re)}$ et $\delta_{a(fr)}$ sont les compressions à l'extrémité arrière et à l'extrémité avant du rouleau droit, respectivement. Par la suite, les lacunes se sont développées le long de chaque sous-section dans le rouleau modifié se trouvent comme

$$g_{a1} = (l_{w1} - x_a) \tan \gamma \quad (0 \leq x_a \leq l_{w1}) \quad (11) \quad \text{II.16}$$

$$g_{a2} = 0 \quad (l_{w1} \leq x_a \leq l_{w2}) \quad \text{II.17}$$

$$g_{a3} = (x_a - l_{w2}) \tan \gamma \quad (l_{w2} \leq x_a \leq l_w) \quad \text{II.18}$$

L'existence des espaces réduirait la compression de contact réelle.

Ainsi, la compression réelle entre le rouleau et le chemin de roulement est

$$\delta_{ak} = \delta_{a0} - g_{ak} \quad (k = 1, 2, 3) \quad \text{II.19}$$

En remplaçant (Eq. II.19) dans (l'Eq. II.13), la force de contact de chaque la sous-section est définie. Enfin, la force de contact totale sera obtenue

$$Q_a = Q_{a1} + Q_{a2} + Q_{a3} \quad \text{II.20}$$

II .2.6 Force de contact rouleau-bride

Le contact d'extrémité bride-rouleau est soumis à un hertzien classique contact ponctuel entre une bride plate et une extrémité de rouleau sphérique. Le rouleau et la force de contact de la bride est obtenue à partir de

$$Q_f = c_f \delta_f^{1.5}; (\delta_f > 0) \quad \text{II.21}$$

où c_f et δ_f sont la constante de contact et la compression entre l'extrémité et la bride de la sphère de rouleau, respectivement

II.2.7 Équations d'équilibre des rouleaux et des roulements

De la (Fig. II.3), les équations d'équilibre d'un rouleau s'écrit

$$\begin{cases} (Q_i - Q_e) \cos \varepsilon + Q_f \sin \mu_0 + F_c \cos \kappa = 0 \\ -(Q_i + Q_e) \sin \varepsilon + Q_f \cos \mu_0 - F_c \sin \kappa = 0 \\ M_i - M_e + Q_f \zeta_{cs} \sin \mu - F_c \zeta_c \cos \kappa - M_g = 0 \end{cases} \quad \text{II.22}$$

où F_c et M_g sont la force centrifuge du rouleau et gyroscopique moment. M_i et M_e , les moments autour de l'axe η , sont causés par le contact Forces entre le rouleau et les chemins de roulement intérieurs et extérieurs, respectivement

$$M_a = \int_0^{l_w} c_a \delta_a^{1.5} \left(\frac{l_w}{2} - x_a \right) dx_a, \quad a = i, e \quad \text{II.23}$$

Une fois que le déplacement de la bague intérieure $\{u\}$ est connu, le rouleau le déplacement $\{\nu\}$ peut être trouvé en résolvant l'équilibre des rouleaux (Eq. II.22).

Une méthode itérative de Newton-Raphson est utilisée pour résoudre cet ensemble d'équations non linéaires

$$\{Q_k\} = \begin{Bmatrix} Q_\xi \\ Q_\zeta \\ M \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -Q_i \cos \varepsilon - Q_j \sin \mu_0 \\ Q_j \sin \varepsilon - Q_i \cos \mu_0 \\ -M_i - Q_j \zeta_{cs} \sin \mu \end{Bmatrix} \quad \text{II.24}$$

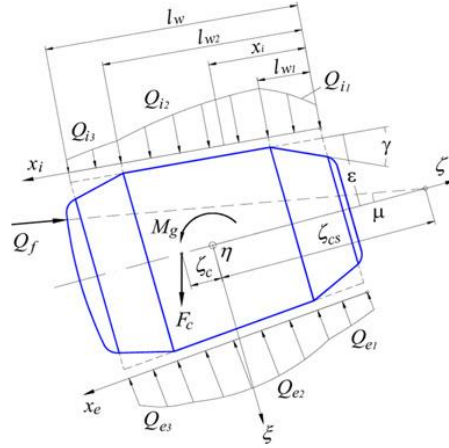


Figure. II.3.Schéma du corps libre pour un roulement

Une fois que toutes les équations d'équilibre des rouleaux sont complètement résolues, le vecteur de charge de contact de la bague intérieure à un rouleau particulier est facilement trouvé comme montré dans (Eq. II.24). La charge de contact de la bague intérieure à chaque emplacement de rouleau est puis transformé en système de coordonnées global afin de trouver le portant l'équilibre, le vecteur de force résultant est

$$\{f\} = [R\phi]^T \cdot \{Q\} \quad \text{II.25}$$

Somme de toutes les forces équivalentes $\{f\}$ et de la force externe $\{F\}$ agissant sur l'anneau intérieur donne les équations d'équilibre globales comme

$$\{F\} + \sum_{j=1}^{n_r} [R\phi]_j^T \cdot \{Q\}_j = \{0\} \quad \text{II.26}$$

Cet ensemble d'équations d'équilibre avec des inconnues $\{\delta\}^T = \{\delta x, \delta y, \delta z, \gamma x, \gamma y\}$ ne sont pas linéaires, de même que les équations de rouleaux. Ainsi, le Newton- La méthode Raphson est appliquée comme solution. À partir des descriptions ci-dessus, un organigramme de calcul global pour TRB est donné (voir l'annexe).

II.3. Développement d'un modèle quasi-statique

Le modèle de roulement quasi-statique est souvent adopté dans la conception de roulements à rouleaux car il est relativement simple et offre un répartition assez précise des charges dans les éléments roulants, rigidité des roulements, et la résistance à la fatigue. Des solutions d'équilibre statique sont utilisées pour fournir conditions pour les équations

différentielles du mouvement pour déterminer le comportement dynamique des roulements. Cette section fournit une revue de la littérature des modèles de roulements quasi-statiques existants, ainsi que leur calcul méthodes.

Modèle de Stribeck: Stribeck1 a mené l'une des premières études pour les roulements à billes statiques à jeu nul et soumis à un simple charge radiale. Cette étude est devenue la base de (Organisation internationale normalisation) ISO 76: 1978, [15] qui spécifie les méthodes calculer la charge statique de base. Il a constaté que la zone de chargement d'un roulement chargé radialement avec un jeu interne inférieur à $\pi/2$, et la charge sur la bille la plus chargée est 4,37 fois la bille moyenne charge en cas de jeu interne nul. La force maximale sur un bille (Q_{\max}) a été formulé comme

$$Q_{\max} = \frac{4.37 F_r}{Z \cos \alpha}, \quad \text{II.27}$$

où F_r , Z et α sont la charge radiale, le nombre d'éléments roulants et angle de contact monté, respectivement. Plus tard, Palmgren4 a constaté que le valeur de la constante de Stribeck pour les roulements à rouleaux à l'intérieur nominal le jeu est de 5,0. Ensuite, (Eq. II.27) devient

$$Q_{\max} = \frac{5 F_r}{Z \cos \alpha}. \quad \text{II.28}$$

La répartition de la charge d'un roulement dépend principalement de la charge facteur, ε , angle de chargement et jeu interne du roulement. La charge de contact à l'angle d'emplacement, ϕ , peut s'écrire

$$Q(\phi) = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^b, \quad \text{II.29}$$

où ε est le facteur de distribution de charge; ϕ est l'angle par rapport au roulement ligne médiane inférieure (comme indiqué sur la figure II.4); $b = 10/9$ pour les roulements à billes, et $b = 3/2$ pour les roulements à rouleaux.

Modèle de Sjoval: Sjoval2 a établi une relation entre les charges maximales des rouleaux et charge de roulement en utilisant une méthode d'intégration qui porte son nom. Le jeu radial et les charges axiales et radiales étaient tous considérés dans le modèle de Sjoval comme

$$F_r = Z Q_{\max} J_r(\varepsilon) \cos \alpha, \quad \text{II.30}$$

où l'intégrale de charge radiale, $J_r(\varepsilon)$, est calculée par

$$J_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi}^{+\phi} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^b \cos \phi d\phi, \quad \text{II.31}$$

et la charge axiale (F_a) est

$$F_a = ZQ_{\max} J_a(\varepsilon) \sin \alpha \quad \text{II.32}$$

L'intégrale de charge axiale, $J_a(\varepsilon)$, est calculée par

$$J_a(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_1}^{+\phi_1} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^b d\phi, \quad \text{II.33}$$

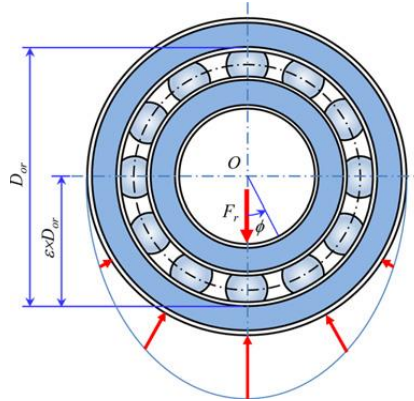


Fig.II.4 Répartition de la charge du roulement ($\varepsilon = 0,5$)

où ϕ_1 est l'étendue angulaire de la zone de charge. La charge sur le rouleau peut être déterminé à l'aide de (l'Eq. II.19).

Modèle de Rumbarger: le modèle de Rumbarger15 a été développé uniquement pour le cas de charge axiale. Rumbarger15 a fourni des valeurs pour la charge axiale intégrale, $J_a(\varepsilon)$, et intégrale de charge de moment, $J_m(\varepsilon)$, comme fonctions de $2e/dm$, où e et dm sont l'excentricité et le diamètre primitif du roulement, respectivement. Ensuite, la charge axiale peut être déterminée par (Eq. II.32), et le moment de charge dû à l'excentricité de la charge axiale est calculé par

$$M = eF_a = \frac{1}{2} Q_{\max} d_m J_m(\varepsilon) \sin \alpha, \quad \text{II.34}$$

$$J_m(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_1}^{+\phi_1} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^b \cos \phi d\phi. \quad \text{II.35}$$

Dans les modèles ci-dessus, l'angle de contact est supposé être identique sur toutes les balles ou rouleaux chargés. Ainsi, les valeurs des intégrales sont approximatives, bien qu'elles soient suffisamment précises pour la plupart calculs. Une autre restriction dans

l'application des trois les modèles pour un roulement à billes sont liés au domaine de la solution, qui est en fonction des conditions de chargement.

Concernant les modèles Stribeck et Rumbarger, le roulement est soumis à une charge radiale ou axiale. Les charges axiales et radiales sont appliqué au roulement dans le modèle de Sjoval. Cependant, le modèle de Sjoval est applicable uniquement lorsque le rapport des charges radiales aux charges axiales a une valeur dans une plage particulière comme l'illustrent Liao et Lin.[16]

Palmgren a proposé une série de formules empiriques pour calculer le fléchissement du roulement pour des conditions de chargement spécifiées. Pour lent et roulements à vitesse modérée, une charge radiale pure ne provoque qu'une la déformation (δ_r), et une charge axiale pure induit une déformation axiale (δ_a).

Ces valeurs doivent également être ajoutées au jeu radial approprié comme toute déformation due à un boîtier non rigide comme indiqué dans le tableau 1, où D et l indiquent le diamètre de la bille ou du rouleau et la longueur du rouleau, respectivement.

Modèle de Jones: Jones a développé une théorie générale pour la charge analyse de la déflexion des roulements, ainsi que la centrifugation et la gyroscopie chargements des éléments roulants en fonctionnement à grande vitesse. Jones » la théorie a été adoptée dans de nombreuses études.[17-18] La bague intérieure a cinq degrés de liberté (DOF), dont trois en translation et deux les déplacements en rotation, qui correspondent aux forces externes et moments appliqués sur le roulement comme indiqué sur la figure 3 (a).

Bearing	Pure radial load	Pure axial load
Angular contact ball bearings (ACBBs)	$\delta_r = 4.36 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cos \alpha}$	$\delta_a = 4.36 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \sin \alpha}$
Self-aligning ball bearings	$\delta_r = 6.89 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cos \alpha}$	$\delta_a = 6.89 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \sin \alpha}$
Thrust bearings		$\delta_a = 5.24 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \sin \alpha}$
Roller bearings	Line and point contacts: $\delta_r = 1.81 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{3/4}}{l^{1/2} \cos \alpha}$	Line and point contacts: $\delta_r = 1.81 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{3/4}}{l^{1/2} \sin \alpha}$
	Line contacts: $\delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cos \alpha}$	Line contacts: $\delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha}$

Tableau II.1. Relation charge-déformation du roulement

Le roulement l'équilibre est obtenu en examinant la charge et le mouvement relatifs se produisant au niveau de chaque élément roulant, qui incluent les forces centrifuges (F_c) et moments gyroscopiques (M_g) dus à la charge de rotation. Contrairement au modèles mentionnés ci-dessus, les interactions individuelles et la rigidité par le contact entre l'élément roulant et les chemins de roulement est pris en Compte. La force de contact hertzienne entre l'anneau et les billes est exprimé par

$$Q = K\delta^b, \quad \text{II.36}$$

$$K = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{1/b} + (1/K_e)^{1/b}} \right], \quad \text{II.37}$$

où K est la constante de contact entre le ballon et les courses. les indices, i et e , représentent respectivement les races intérieure et extérieure. Le la charge de contact est fonction des déplacements axiaux et radiaux relatifs du ballon. Ensuite, les équations d'équilibre de la balle peuvent être réduites en deux équations algébriques non linéaires simultanées dans les axes axial et radial directions (en se référant à la Fig.II.5.(b)). Cinq équations d'équilibre pour le la course intérieure pour chaque coordonnée peut être obtenue en additionnant tous les forces liées à la race intérieure. La procédure de calcul des roulements à rouleaux est similaire à celle des billes roulements. La principale différence est la relation charge-déformation. Pour roulements à rouleaux, Jones a utilisé la relation charge-déformation basée sur une formule empirique.

À condition que les effets de désalignement soient négligeables, Le modèle de Jones utilisait la formule suivante:

$$Q = K_l \delta^b, \quad \text{II.38}$$

où $b = 10/9$ pour un rouleau et un chemin de roulement avec contact de ligne. Le contact constante, K_l , pour le contact du rouleau en acier et du chemin de roulement⁶ est

$$K_l = 7.86 \times 10^4 l^{3/b}, \quad \text{II.39}$$

où l indique la longueur de contact effective entre le rouleau et la piste.

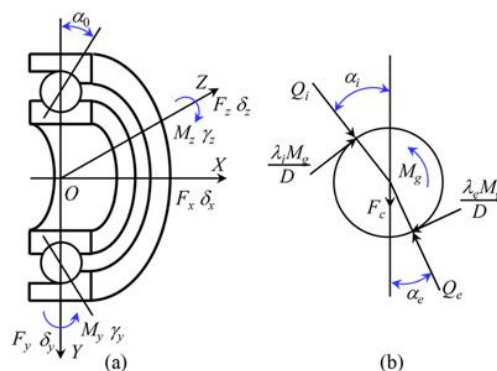


Fig. II.5. Modélisation des roulements à billes: (a) Système de coordonnées, chargement et déplacements; (b) Chargement de la balle

Le modèle de Jones a été amélioré par Harris et il a été appelé comme le Méthode de Jones-Harris (JHM). Harris a détaillé le modèle de Jones en appliquant une variété de conditions de chargement et de roulements. Il a également présenté la méthode de tranchage pour déterminer avec précision la répartition de la charge le long le contact des rouleaux des roulements à rouleaux radiaux. Le modèle de roulement est donc applicable aux conditions mal alignées et / ou fortement chargées. Actuellement, le JHM est largement utilisé par les concepteurs et les ingénieurs dans la détermination de la déflexion du roulement.

Andreason[19] et Liu[20] ont présenté un modèle analytique assez rigoureux pour calculer l'interaction géométrique entre le rouleau, l'extérieur et chemins de roulement intérieurs et bride de guidage d'un roulement à rouleaux coniques (TRB). Ils ont été les premiers à formuler l'équilibre quasi-statique des roulements en utilisant la méthode vectorielle et matricielle pour décrire la géométrie interne, les déplacements des éléments d'appui et la déformation des contacts. modèle de Mul: de Mul et al. ont établi une modèle mathématique avec des fonctionnalités hautement modulaires pour la balle et le rouleau calculs d'équilibre de roulement et de matrice de rigidité. Un important l'avantage du modèle de de Mul est que la matrice jacobienne du roulement est dérivée analytiquement, de manière à générer facilement la rigidité du roulement matrice. Le modèle de Mul est plus facile à implémenter que le modèle de Jones car il est basé sur des équations de déformation de charge sous forme de matrice. Cependant, de Le modèle de Mul néglige les moments gyroscopiques dans les roulements.

II.4. Application de modèles quasi-statiques

II.4.1 Calcul de la charge de contact et de la flèche

La contrainte majeure entre les composants dans l'élément roulant les roulements proviennent d'un contact, c'est-à-dire de contacts ponctuels entre la balle et les chemins de roulement à billes et les contacts de ligne entre le rouleau et les chemins de roulements à rouleaux. La relation entre la charge de contact et la déformation est l'un des problèmes les plus importants de l'élément roulant modélisation des roulements. La formulation charge-déformation peut directement influencer la précision du modèle de roulement. Alors que le point de contact peut être traité en utilisant la théorie hertzienne classique pour la plupart des roulements à billes, le calcul de la déformation de charge en contact de ligne est assez discordant.

Cette section présente les techniques disponibles pour le contact en ligne problèmes à appliquer pour les roulements à rouleaux.

En général, il existe trois méthodes largement utilisées pour déterminer la relation entre la charge de contact et la déformation dans le rouleau roulements: technique de tranchage, méthode de contact tridimensionnel (3D), et technique de tranchage alternative. Pour la technique de tranchage, le rouleau– la région de contact du chemin de roulement est divisée en un nombre spécifique de tranches la force de contact totale est calculée par la somme du contact forces dans les tranches individuelles. Il existe différentes formules qui ont a été développé pour la charge et la déformation de la tranche. [21-22] l'examen des relations charge-déformation pour le contact des chemins de roulement a été présenté par Teutsch et Sauer.[23] La plupart des formules charge déformation fournissent un assez bon accord entre eux. Cependant, dans le technique de tranchage, chaque tranche est généralement traitée séparément, c'est-à dire toutes les tranches sont traités indépendamment et n'ont aucun effet sur la charge de contact ou déviation des autres. Ainsi, la technique de tranchage ne reflète pas le bord contraintes sur une lame de contact de chemin de roulement à rouleaux. La méthode de contact 3D est établie à l'aide du demi-espace Boussinesq relations force-déplacement et méthode de flexibilité analyse structurelle [24,25] Cette méthode calcule la pression de contact distribution et approche normale entre deux corps élastiques en utilisant un schéma itératif.[25,26] La méthode prend donc beaucoup de temps par rapport à la technique de tranchage simple. Pour éviter ce problème, Kabus et al.[27,28] ont analysé une série de contacts à différents les flèches de contact et les angles d'inclinaison des rouleaux, qui sont utilisés pour l'interpolation résultats de contact pour les calculs de charge des rouleaux sous différentes charges conditions. Ainsi, la procédure fastidieuse pour la pression le calcul n'est effectué qu'une seule fois.

Récemment, Teutsch et Sauer[23] ont amélioré la technique de tranchage en introduction d'une technique alternative pour l'analyse de la course à rouleaux contact dans les roulements à rouleaux. Dans cette méthode, ils ont pris en compte le effet de la force sur une tranche à la déflexion d'une autre tranche en utilisant un matrice de coefficients d'influence pondérés. Le concept d'influence Le coefficient a été précédemment introduit dans la méthode de contact 3D. En appliquant ce concept, le temps de calcul peut être considérablement réduit.

En ce qui concerne l'exactitude de la méthode, de Mul et al.[17] ont évalué deux modèles de contact à rouleaux comprenant la technique de tranchage et un modèle non hertzien sophistiqué pour la mesure expérimentale. Ils ont conclu qu'un meilleur accord est obtenu en utilisant le tranchage technique, tandis que le modèle sophistiqué non hertzien se comporte davantage raidement. Harris et Kotzalas[29] ont déclaré que la technique de tranchage est capable de fournir des calculs de charge de contact rouleaux-chemins de roulement assez adéquats. Même si cela ne reflète pas la concentration des contraintes de bord, les contraintes ne sont répartis que sur de très petites zones. Par conséquent, ils

peuvent être négligé avec juste une petite perte de précision lors de l'examen de la équilibre de chargement.

Cependant, la technique de tranchage simple est incapable de capturer le

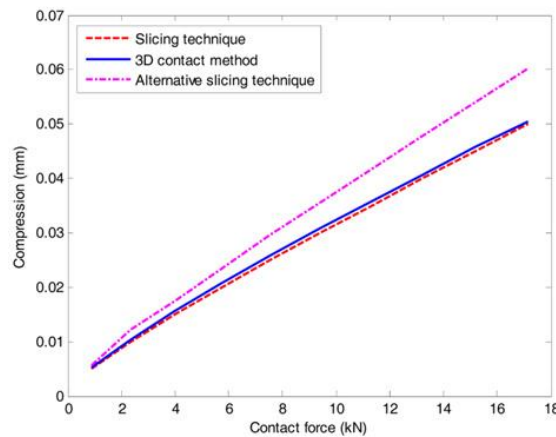


Fig. II.6. Comparaison du comportement force-déformation de contact

effets d'extrémité du rouleau résultant d'une surcharge ou d'un mauvais alignement des contacts. Donc, il peut produire des estimations non prudentes de la durée de vie en fatigue [17]. La méthode de contact 3D ou une autre technique de tranchage doit être utilisée pour le calcul de la pression de contact, puis de la pression de contact grossière les données doivent être interpolées de manière à constituer une base de données du résultat les forces / moments de contact qui peuvent être utilisés comme dans Kabus et al [27,28]. La figure (II.6) montre la relation entre la force de contact normale de le rouleau et le chemin de roulement intérieur dans un roulement à rouleaux cylindriques (CRB) et compression du contact du chemin de roulement intérieur. Les forces de contact sont calculé en utilisant la technique de tranchage, la méthode de contact 3D et l'alternative technique de tranchage. La figure (II.6) montre un bon accord global entre les technique de tranchage et méthodes de contact 3D, alors que l'alternative la technique de tranchage produit une plus grande déflexion à la même force de contact.

La figure (II.7) montre les répartitions de la force de contact sur la longueur du rouleau pour les profils de rouleaux bombés et droits. On constate que le tranchage La technique ne permet pas de prédire la charge de bord dans les deux cas. L'alternative la technique de tranchage semble sous-estimer la charge de contact au rouleau se terminer par rapport à la méthode de contact 3D.

En général, en raison de la commodité du calcul, le tranchage

La technique est communément adoptée pour la charge de contact du chemin de roulement à rouleaux calculs de distribution, comme on peut le trouver dans diverses études,

[20],[26],[30-34] manuels, [12,29] ou spécification technique ISO.[35] Les techniques de tranchage sont simples et rapides, tout en offrant un chemin de roulement à rouleaux suffisamment précis charges de contact et répartitions de charge. Il est à noter qu'en plus de la méthode de découpage discrète mentionnée ci-dessus, la méthode d'intégration est également utilisé pour calculer la charge du rouleau [19,36,37] Dans cette méthode, la déformation le long du contact est déterminé en fonction de la distance axiale. Ensuite, l'intégration est effectuée pour fournir la force de contact totale de le rouleau. Les deux méthodes fournissent des résultats similaires car elles sont basées sur le même concept. La figure (II.8) compare la rigidité par discret et techniques de tranchage intégral pour un échantillon TRB soumis à des variations radiales charges. La précision peut évidemment être améliorée en utilisant un plus grand nombre de tranches. Le tableau (II.2) montre le rapport de temps écoulé entre les calculs temps requis pour la méthode de tranchage discret et intégral. Il est observé que la méthode d'intégration peut également réduire le temps de calcul si l'intégrale explicite est disponible. L'avantage du tranchage discret est qu'elle est plus flexible et plus simple que la méthode d'intégration

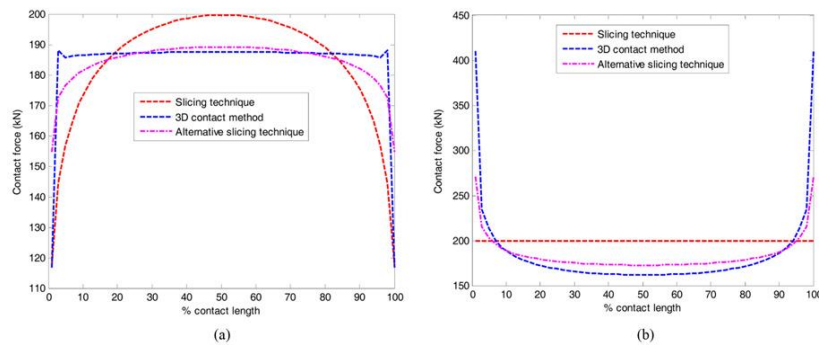


Fig. II.7. Force de contact sur le rouleau du CRB appliquée avec une charge de 9400 N;
(a) Profil de rouleau logarithmique, (b) Profil de rouleau droit

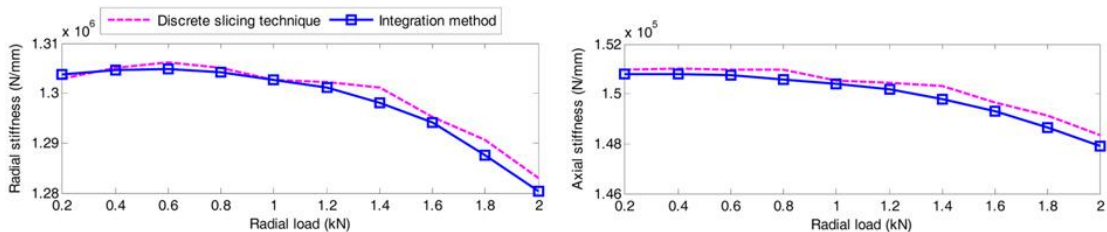


Fig.II.8. Rigidité du TRB calculée par technique de découpage discret et intégration (précharge = 1500 N, n = 2500 rpm, angle de désalignement =mrad)

F_x (kN)	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
Method	Elapsed time ratio									
Slicing ^(a)	1.271	1.268	1.277	1.272	1.279	1.280	1.274	1.271	1.272	1.271
Slicing ^(b)	1.783	1.990	2.116	2.216	2.261	2.297	2.333	2.363	2.390	2.406

Tableau II.2 .Comparaison du temps de calcul

II .4.2 Applications diverses

Outre les problèmes mentionnés ci-dessus associés à la quasi-statique modèle de roulement, certains autres calculs connexes seront résumés dans cette section, y compris la précharge, le désalignement et la résistance à la fatigue des roulements. Parmi eux, le désalignement des roulements est inévitable dans la plupart des applications du roulement en raison de nombreux facteurs, et a une influence significative sur l'ensemble performances des roulements. Les calculs de précharge et de durée de vie en fatigue sont tous important pour la conception et le fonctionnement des roulements

II.4.2.1 Précharge

Avant d'appliquer des charges, une précharge est normalement effectuée afin de augmenter la rigidité du roulement et asseoir correctement les éléments roulants les courses. L'augmentation de la précharge du roulement améliore ainsi la fréquences du système de roulement d'arbre résultant du roulement augmentation de la rigidité Cependant, une quantité appropriée de précharge est très important car une précharge excessive entraîne une défaillance prématurée roulements.[38] Il existe trois principales méthodes de précharge utilisées pratique: la précharge rigide, la précharge constante et la précharge variable. Le la précharge rigide (ou la précharge en position fixe) est appliquée en réglant un déplacement du roulement à l'aide d'une entretoise, d'une cale, d'un contre-écrou, etc. précharge constante, la précharge est générée par un ressort souple avec un rigidité négligeable. De plus, un vérin hydraulique ou pneumatique peut être utilisé pour maintenir une précharge de force constante [39,40] Pour la précharge variable méthode, support de précharge avec un ressort rigide, c'est-à-dire avec une rigidité de ressort cela ne peut être ignoré, en est un exemple. Par conséquent, le relatif le déplacement des bagues de roulement qui se produit pendant le fonctionnement peut modifier leprécharge. Les chercheurs ont également développé le mécanisme de précharge variable pour maintenir les performances de la broche et du roulement sous des vitesses ou charges externes.[41] Différentes techniques peuvent être utilisées pour contrôler la précharge telle qu'un élément centrifuge, un actionneur électromagnétique, électroaimant, pression hydraulique et contrôle thermique actif [42-43]

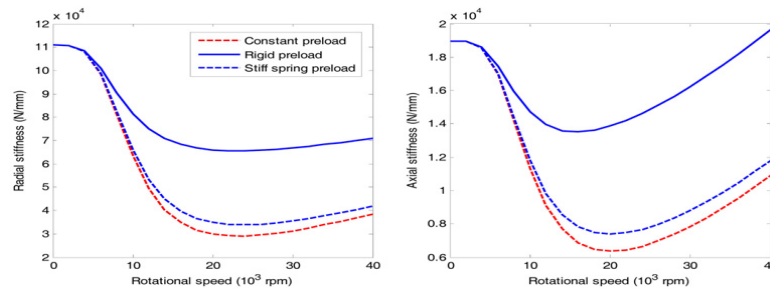


Fig. II.9. Effet de la méthode de précharge et de la vitesse de rotation sur la rigidité de l'ACBB B7006-C (précharge initiale de 200 N)

sur la rigidité d'un échantillon ACBB. La précharge initiale du roulement est définie comme 200 N pour les trois cas de précharge. La rigidité du ressort de 2000 N / mm est utilisé pour la précharge du ressort rigide. Il est bien connu que la rotation l'augmentation de la vitesse entraîne une réduction de la rigidité du roulement en raison de la effet de charge d'inertie [43-44] La méthode de la précharge rigide montre un avantage offrant une rigidité de roulement plus élevée. De plus, la précharge rigide mécanisme est simple et facile à mettre en œuvre. Cependant, la force de précharge peut être modifié de manière significative en raison de la dilatation thermique, [45-46] ce qui entraîne une précharge excessive et un grippage des roulements pendant La précharge rigide du ressort peut améliorer la rigidité du roulement. mieux par rapport à la précharge constante grâce au supplément axial force du ressort rigide.

II .4.2.2.Effets de désalignement

Le désalignement des roulements est l'un des problèmes les plus courants applications de roulement. Le désalignement est reconnu comme une source majeure de une partie importante des problèmes de vibration des machines tournantes.[47] A une machine mal alignée peut coûter de 20% à 30% des temps d'arrêt de la machine, pièces de rechange, inventaire et consommation d'énergie Arbre déflexion, montage initial, géométrie du roulement et déséquerrage les erreurs dans les adaptateurs de roulement sont des sources potentielles de désalignement. Palier les désalignements peuvent être classés en désalignements angulaires et parallèles.

Concernant l'aspect modélisation du désalignement des roulements, en 1939, Lundberg[21] a d'abord développé le profil logarithmique du rouleau, qui visant à réduire la charge de bord et ainsi améliorer la fatigue du roulement durée de vie à charge élevée ou en cas de désalignement. L'expérience[48] et études théoriques[19,20],[49-50] sur les effets du désalignement angulaire montrent que le désalignement est l'un des facteurs les plus influents sur le résistance à la fatigue des roulements à rouleaux. La durée de vie en fatigue des roulements est remarquablement réduit avec l'augmentation de l'angle de désalignement (Fig. II.10 (a)) résultant de la répartition inégale de la charge et l'augmentation de la pression de contact du éléments roulants[26-28],[36],[51-52] En plus

de la résistance à la fatigue, angulaire le désalignement réduit considérablement la rigidité et la fréquence naturelle du système de roulement de broche[53] et modifie le couple de roulement du roulement roulements (Fig. II.10 (b)). [54]

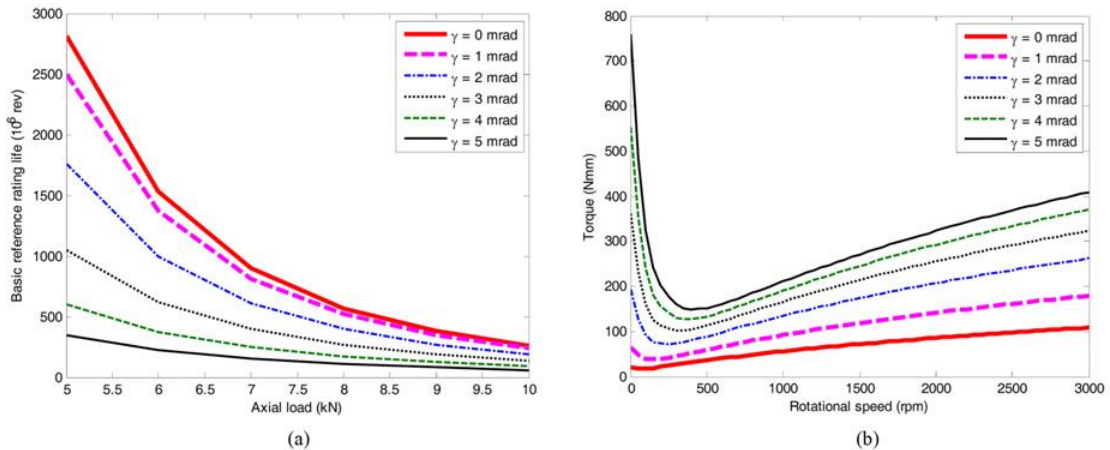


Fig.II.10.Effet du désalignement angulaire sur les caractéristiques TRB; (a) Durée de vie de référence de base (TRB 30208-A, $n = 5900$ tr / min), (b) Fonctionnement couple (TRB 30206-A, précharge rigide = 0,002 mm)

II .5.Calcul de la rigidité du roulement

La rigidité est une propriété importante des roulements, qui se caractérise par l'ampleur de la déformation élastique (déformation) dans le roulement sous charge. La rigidité, souvent exprimée comme le rapport entre la charge (F) et la flèche (δ) comme décrit dans l'Eq. (II.40), dépend de la charge, type, conception et taille des roulements.

$$k = \frac{dF}{d\delta} \quad (14) \quad \text{II.40}$$

La prédiction de la rigidité du roulement est l'une des étapes fondamentales la procédure de conception des systèmes de roulements de rotor, en particulier à grande vitesse systèmes rotatifs [55-56], La rigidité du roulement est l'un des principaux contribuant à la transmission du bruit et des vibrations de l'intérieur à la structure environnante de la machine. Afin de prédire le réponse dynamique d'un système rotatif, rigidité précise du roulement des matrices doivent être obtenues.

Les formulations de rigidité traditionnelles comprenaient uniquement radiale et axiale raideur. Gargiulo[57] a dérivé une série de formules pour calculer le radial

Bearing type	Radial stiffness
ACBB	$k_r = 121.3 \times 10^6 D^{1/2} Z(\cos \alpha)^{5/2} \delta_r^{1/2}$
Self-aligning ball bearing	$k_r = 59.84 \times 10^6 D^{1/2} Z(\cos \alpha)^{5/2} \delta_r^{1/2}$
Spherical roller bearing	$k_r = 59.62 \times 10^4 l^{2/3} Z(\cos \alpha)^{7/3}$
Straight roller or TRBs	$k_r = 30.48 \times 10^6 l^{8/9} Z(\cos \alpha)^{19/9} \delta_r^{1/9}$

Tableau.II.3 Rigidité radiale des roulements74

rigidité pour différents types de roulements, comme résumé dans le tableau II. 3. Les formules de rigidité de Gargiulo sont souvent utilisées à des fins de vérification.[58,59]Wardle et al.[60] ont proposé des formules empiriques pour le radial statique et la rigidité axiale des roulements à contact oblique, qui ont été utilisés dans plusieurs études [61-62] Pour un roulement satisfaisant

$$\frac{F_a}{F_r} \geq 1.2 \tan \beta, \tag{II.41}$$

la rigidité radiale et axiale peut être approximée par

$$k_a = 3.44 \times 10^6 F_a^{1/3} Z^{2/3} (\sin \beta)^{5/3} D^{1/3}, \tag{II.42}$$

$$k_r = 0.64 k_a \cos \beta. \tag{II.43}$$

Harris a introduit la formule de rigidité axiale pour le contact angulaire roulements à billes soumis à une charge axiale pure par

$$k_a = \frac{ZKD}{B \cos \alpha_0} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1/2} \left[\cos^3 \alpha (\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + 1.5 \sin^2 \alpha \right] \tag{II.44}$$

où B, α_0 et α sont la courbure totale du roulement et les angles de contact chargés, respectivement.

Les formulations de rigidité décrites ci-dessus ne fournissent ni inclinaison rigidité ni rigidité d'accouplement. Pour certains systèmes, boîtier hors plan vibrations, qui sont étroitement liées aux déformations d'inclinaison au les roulements, sont dominants dans la pratique.[85] Pour expliquer ces mouvements, les termes de couplage croisé dans la matrice de rigidité doivent être inclus dans le modèle de roulement. Des matrices de rigidité entièrement occupées sont nécessaires pour adresser correctement la transmission des vibrations par l'élément roulant roulements dans les circonstances ci-dessus et dans d'autres circonstances similaires.

La matrice de rigidité entièrement occupée des roulements à rouleaux avec les systèmes de coordonnées définis sur la figure 3 (a)

$$k = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{x\theta_y} & k_{x\theta_z} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\theta_y} & k_{y\theta_z} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\theta_y} & k_{z\theta_z} \\ k_{\theta_y x} & k_{\theta_y y} & k_{\theta_y z} & k_{\theta_y \theta_y} & k_{\theta_y \theta_z} \\ k_{\theta_z x} & k_{\theta_z y} & k_{\theta_z z} & k_{\theta_z \theta_y} & k_{\theta_z \theta_z} \end{bmatrix} \tag{19}$$

sont

II.45

Pour trouver la matrice de rigidité entièrement occupée des roulements sous un type de chargement donné, plusieurs méthodes peuvent être employées. La première méthode est une différenciation numérique par des méthodes de différences finies. Il s'agit d'une technique simple, qui a été utilisée dans plusieurs études, pour prédire les éléments de rigidité.[63,64] La rigidité peut être approximée en utilisant les équations de premier ordre suivantes (ou supérieures si nécessaire):

$$k = \frac{\partial F}{\partial \delta} = \frac{F(\delta_0 + \Delta\delta) - F(\delta_0)}{\Delta\delta}, \quad \text{II.46}$$

$$k = \frac{\partial F}{\partial \delta} = \frac{F(\delta_0 + \Delta\delta) - F(\delta_0 - \Delta\delta)}{2\Delta\delta}, \quad \text{II.47}$$

où δ_0 est la flèche calculée du roulement à une charge donnée, F_0 , environ dont la matrice de rigidité est nécessaire, et $\Delta\delta$ est le petit incrément de déviation à δ_0 .

Une autre manière possible d'obtenir la rigidité des roulements est en utilisant une méthode de linéarisation. Ensuite, la rigidité peut être déterminée par mesurer la pente des courbes charge-déformation à la emplacement de la déviation,[65]

La détermination de la matrice de rigidité peut également être effectuée par calculs analytiques. Actuellement, cette méthode est largement utilisée dans la pratique avec une grande précision grâce à l'utilisation intensive d'ordinateurs numériques. De plus, cette méthode est efficace pour différentes géométries de roulements et conditions de fonctionnement telles que la vitesse et les effets de chargement. L'un des premiers méthodes systématiques de calcul de la matrice de rigidité des roulements introduit par de Mul et al. pour les roulements à billes et à rouleaux. L'avantage de leur formulation de matrice de rigidité est que le modèle a été organisé en modules basés sur une méthode vectorielle et matricielle. Leur roulement à billes la formulation de rigidité, cependant, a négligé l'effet de moment gyroscopique, et n'incluait pas l'influence du désalignement. Il a été étendu à couvrir la rigidité du roulement mal alignée par Tong et Hong.[66] Lim et Singh[67] a présenté une méthode analytique de la matrice de rigidité pour un seul et roulements à billes à contact oblique à deux rangées et roulements à rouleaux. Leur modèle n'incluait pas le chargement inertiel. Ces limitations ont été bien abordée dans plusieurs études récentes.[55-56] Bourdon et al.[68] a développé une méthode alternative pour la matrice de rigidité en divisant surface des éléments roulants et chemins de roulement en tranches et calcul de la stress de contact individuel.

Actuellement, avec l'intérêt croissant de l'utilisation de l'analyse FE, le calcul de la rigidité des roulements a été abordé à l'aide de FE commerciaux Logiciel. Guo et Parker[69] ont créé un modèle FE pour calculer numériquement la matrice de rigidité des roulements à billes et à rouleaux.

La figure (II.11) compare la rigidité radiale d'un échantillon SKF 6205 de profondeur roulement à billes à gorges sous des charges radiales variables de 1 à 10 kN. Des écarts relativement importants sont observés entre les modèles présentés

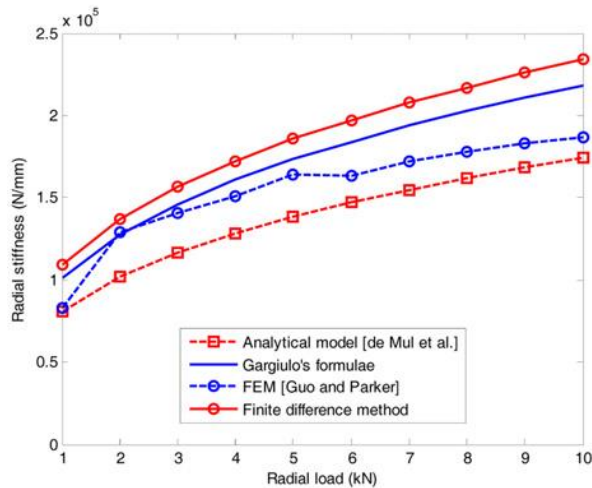


Fig. II.11. Rigidité radiale du roulement à billes à gorges profondes SKF 6205 vs. charges radiales calculées par méthode analytique, [17] formule de Gargiulo, [57] FEM, [58] et méthode des différences finies[69]

II.5.1. RIGIDITE D'UN PALIER A ROULEMENT A BILLES A CONTACT OBLIQUE

II.5.1.1. Modélisation géométrique

Le modèle adopté est schématisé par la figure (II.12)

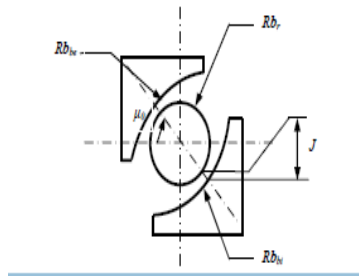


Figure II.12: Modélisation d'un roulement à bille à contact oblique

avec, μ_0 l'angle complémentaire de celui de contact ($\mu_0 = 90 - \alpha$), R_{br} le rayon de la bille, R_{bbe} le rayon du bombé de la bague extérieure, R_{bbi} le rayon du bombé de la bague intérieure et J le jeu initial entre les bagues et la bille

II.5.1.2. Efforts appliqués

On se place dans toute la suite dans le cas d'un montage arbre tournant

Soit $\{\vec{u}\}_{R_3} = \{u_r, u_z, u_\theta\}^T$ le déplacement imposé à la bague intérieure dans le repère R3 (l'exposant T indique le transposé du vecteur), avec u_θ est l'angle entre l'axe de la bague extérieure et l'axe de la bague intérieure (voir figure II.13).

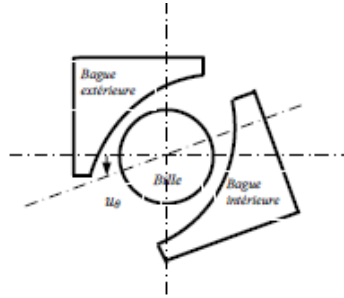


Figure II.13 : Positionnement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure

On définit par μ_i l'angle entre la normale au contact et l'axe de la bille. La figure (II.14) définit les angles μ_1 et μ_2 associés respectivement aux directions effectives de la bille par rapport à la bague extérieure et à la bague intérieure.

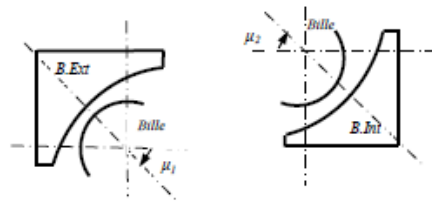


Figure II.14 : Directions de contact

μ_1 et μ_2 ont les expressions suivantes :

$$\alpha_1 = \alpha_0 \quad \text{et} \quad \alpha_2 = \alpha_0 + u_\theta \tag{II.48}$$

Le jeu s'exprime en fonction de μ_i :

$$\tilde{J} = J + R_{br} (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_0) \tag{II.49}$$

$$\begin{aligned} \delta_1 &= -v_z \cos \alpha_0 + v_r \sin \alpha_0 - \tilde{J} \\ \delta_2 &= -(u_z - v_z) \cos(\alpha_0 - u_\theta) + (u_r - v_r) \sin(\alpha_0 - u_\theta) - \tilde{J} \end{aligned} \tag{II.50}$$

L'écrasement s'exprime alors pour les deux bagues par :

L'écrasement est positif s'il y a contact entre la bille et les bagues, nul dans le cas contraire. Les bagues exercent donc des efforts sur la bille qui sont estimés à l'aide de la relation de Hertz ($n= 3/2$) par :

$$Q_i (v_r, v_z, v_\theta) = C_{qp} (\delta_i)^{3/2} \tag{II.51}$$

Les moments au centre de la bille sont nuls.

Les équations d'équilibre s'écrivent dans le repère R3 :

$$\begin{aligned} F_r (v_r, v_z, v_\theta) &= F_r^{Bague\ ext} + F_r^{Bague\ int} = -Q_1 \sin \alpha_0 + Q_2 \sin(\alpha_0 - u_\theta) \\ F_z (v_r, v_z, v_\theta) &= F_z^{Bague\ ext} + F_z^{Bague\ int} = Q_1 \cos \alpha_0 - Q_2 \cos(\alpha_0 - u_\theta) \\ M_\theta (v_r, v_z, v_\theta) &= M_\theta^{Bague\ ext} + M_\theta^{Bague\ int} = 0 \end{aligned} \tag{II.52}$$

II.5.1.3. Matrices de rigidités

La détermination de la matrice de rigidité du roulement est rendue possible par.

$$[k_b] = \begin{bmatrix} \frac{\partial \{F\}}{\partial \{\delta\}} \\ -\{\delta\}^T \end{bmatrix} \quad \text{II.53}$$

À partir de l'équilibre du roulement , la matrice de rigidité du roulement est réécrit comme

$$[k_b] = - \sum_{j=1}^{n_r} [R\phi]_j^T \cdot \frac{\partial \{Q\}_j}{\partial \{u\}_j^T} \cdot [R\phi]_j \quad \text{II.54}$$

Les déplacements du corps roulant sont les inconnus du problème. Les matrices de rigidité tangente associées aux contacts bagues - bille s'expriment par :

$$[K_t^{Bague\ ext}] = - \begin{bmatrix} \frac{\partial F_r^{Bague\ ext}}{\partial v_r} & \frac{\partial F_r^{Bague\ ext}}{\partial v_z} & \frac{\partial F_r^{Bague\ ext}}{\partial v_\theta} \\ \frac{\partial F_z^{Bague\ ext}}{\partial v_r} & \frac{\partial F_z^{Bague\ ext}}{\partial v_z} & \frac{\partial F_z^{Bague\ ext}}{\partial v_\theta} \\ \frac{\partial M_\theta^{Bague\ ext}}{\partial v_r} & \frac{\partial M_\theta^{Bague\ ext}}{\partial v_z} & \frac{\partial M_\theta^{Bague\ ext}}{\partial v_\theta} \end{bmatrix} \quad \text{II.55}$$

$$[K_t^{Bague\ int}] = - \begin{bmatrix} \frac{\partial F_r^{Bague\ int}}{\partial v_r} & \frac{\partial F_r^{Bague\ int}}{\partial v_z} & \frac{\partial F_r^{Bague\ int}}{\partial v_\theta} \\ \frac{\partial F_z^{Bague\ int}}{\partial v_r} & \frac{\partial F_z^{Bague\ int}}{\partial v_z} & \frac{\partial F_z^{Bague\ int}}{\partial v_\theta} \\ \frac{\partial M_\theta^{Bague\ int}}{\partial v_r} & \frac{\partial M_\theta^{Bague\ int}}{\partial v_z} & \frac{\partial M_\theta^{Bague\ int}}{\partial v_\theta} \end{bmatrix}$$

On a développé un programme en langage Fortran pour déterminer la matrice de rigidité et les efforts appliqués pour différentes configurations et dimensions. Le calcul de la matrice de rigidité fait apparaître un élément fini "élément roulant" à deux noeuds et six degrés de liberté par nœud (ux,uy,uz,θx,θy,θz). Ces deux nœuds correspondent aux noeuds d'attaches N1 et N2 appartenant respectivement à la bague extérieure et à la bague intérieure. La rotation δz est nulle puisqu'elle correspond à la rotation autour de l'axe du roulement.

II.5.1.4. Résultats numériques

L'étude numérique présentée considère un roulement à 12 corps roulants.

La matrice de rigidité tangente de dimension (12×12) du corps roulant dans le repère global R1 s'écrit :

$$[K_T] = \begin{bmatrix} K^{Be} & K^{Be-Bi} \\ K^{Bi-Be} & K^{Bi} \end{bmatrix} \quad \text{II.56}$$

avec KBe ,KBi les matrices de rigidités de dimension (6×6) associées respectivement aux bagues extérieure et intérieure et K Be -Bi , K Bi -Be les matrices de rigidités de dimension (6×6) traduisant le couplage entre les deux bagues.

On s'intéressera dans la suite aux termes de rigidités Kxx, Kyy, Kzz, Cxx et Cyy donnés par la formule cidessous :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K^{Be}} + \frac{1}{K^{Bi}}, \quad \frac{1}{C} = \frac{1}{C^{Be}} + \frac{1}{C^{Bi}} \quad \text{II.57}$$

On étudiera alors l'influence de la variation de l'angle de contact α et de la variation du déplacement imposé sur les termes de rigidités K_{xx} , K_{yy} , K_{zz} , C_{xx} et C_{yy} en fonction de la position angulaire Φ du corps roulant

II.5.1.4. 1. Influence de la variation de l'angle de contact

On fait varier l'angle de contact α entre 30 et 40 degrés et la position angulaire de l'élément roulant Φ entre 0 et 360 degrés. Les résultats obtenus concernant les termes de rigidités et les efforts sont présentés dans les figures qui suivent.

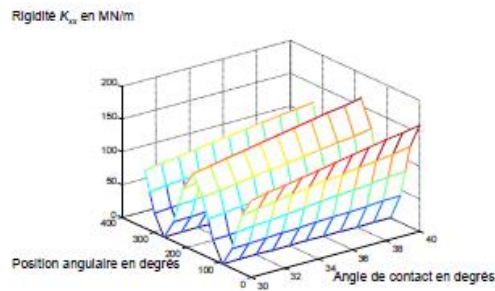


Figure II.15: Rigidité K_{xx}

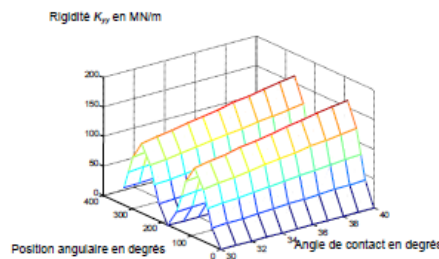


Figure II.16 : Rigidité K_{yy}

Les figures (II.15) et (II.16) montrent que pour un angle Φ constant, les rigidités K_{xx} et K_{yy} varient linéairement avec une pente croissante en fonction de l'angle de contact α dans l'intervalle considéré ($30^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$).

Ces mêmes figures montrent que pour un angle α constant, K_{xx} et K_{yy} varient sinusoidalement en opposition de phase en fonction de la position du corps roulant, avec une période de 180° .

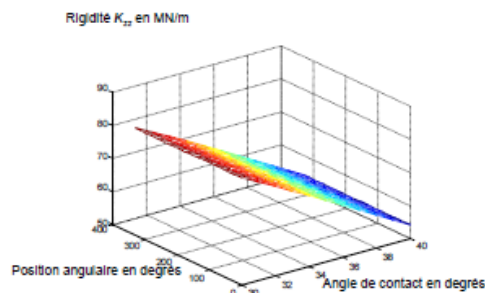
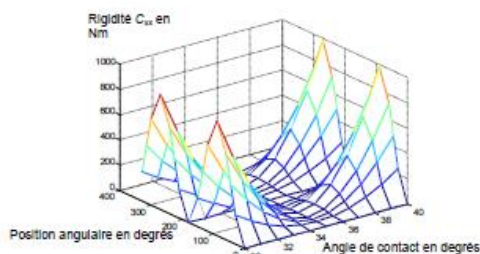
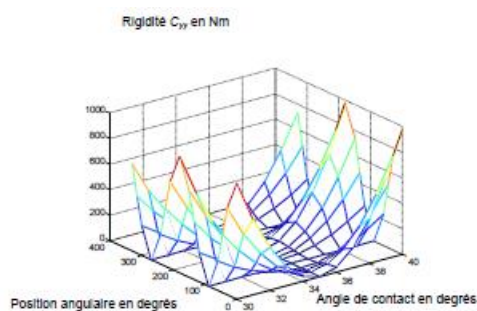


Figure II.17 : Rigidité K_{zz}

La figure (II.17) représente la variation de la rigidité axiale en fonction de l'angle de contact et en fonction de la position angulaire. Pour une position angulaire Φ fixe du corps roulant, K_{zz} varie linéairement avec une pente décroissante en fonction de l'angle de contact α et est indépendante de la position angulaire de l'élément roulant pour un angle de contact donné.

Figure II.18 : Rigidité torsionnelle C_{xx} Figure II.19 : Rigidité torsionnelle C_{yy}

On constate d'après les figures (II.18) et (II.19), que pour une position angulaire Φ constante, C_{xx} et C_{yy} ont de formes sinusoïdales qui s'annulent pour une valeur de $\alpha = 35^\circ$.

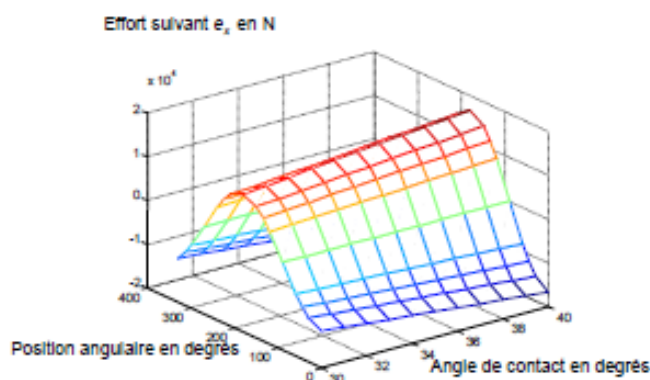


Figure II.20 : Effort suivant e_x appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant
Pour une position angulaire constante de la bille, F_x et $F_y = F(\alpha)$ sont des droites de pente croissante.

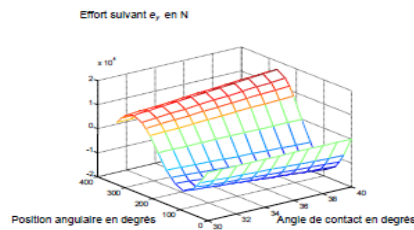


Figure II.21 : Effort suivant e_y appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant

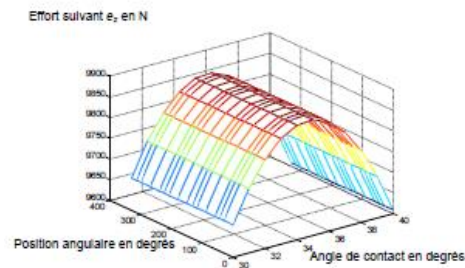


Figure II.22: Effort suivant e_z appliqué par la bague extérieure sur l'élément roulant

La figure (II.22) représente la variation de l'effort axiale en fonction de la position angulaire et en fonction de l'angle de contact. On constate que l'allure de $F_z = F(\alpha)$ est une sinusoïde qui atteint un maximum pour un angle de contact 35° .

II.5.1.4. 2. Influence de la variation du déplacement

Le déplacement varie de 10^{-4} à 10^{-3} m. Les figures qui suivent représentent la variation des termes de rigidité en fonction de la position angulaire de l'élément roulant et du déplacement.

Les figures (II.23) à (II.26) montrent qu'en maintenant une position angulaire constante, les rigidités et les efforts augmentent non linéairement en fonction du déplacement, vu qu'on a utilisé la théorie de Hertz (contact non linéaire).

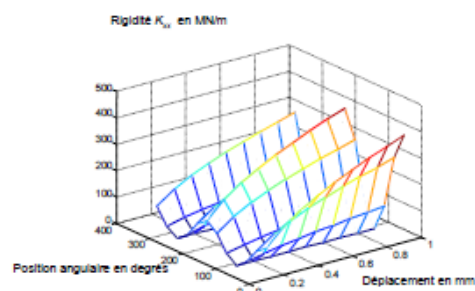


Figure II.23: Rigidité K_{xx}

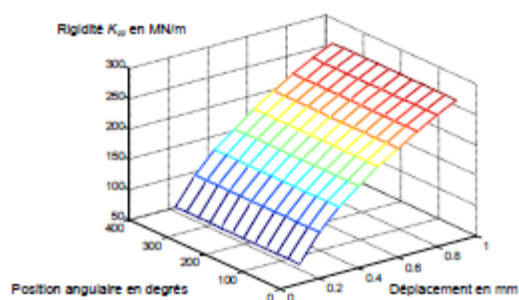


Figure II.24: Rigidité Kzz

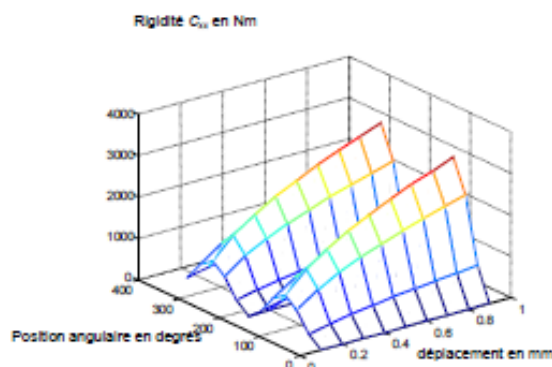


Figure II.25 : Rigidité torsionnelle Cxx

II.5.1.4. 3. Analyse du couplage entre les différents termes de la matrice de rigidité

La matrice de rigidité associée au contact bague extérieure - élément roulant de dimension (5×5) obtenue pour la position angulaire égale à 0° de l'élément roulant et pour un déplacement radial de 10⁻⁴ m est donnée par le tableau ([II.4]) :

$2,341 \cdot 10^8$	0	$-1,964 \cdot 10^8$	0	$6,51 \cdot 10^7$
0	0	0	0	0
$-1,964 \cdot 10^8$	0	$1,648 \cdot 10^8$	0	$-5,47 \cdot 10^7$
0	0	0	0	0
$6,51 \cdot 10^7$	0	$-5,47 \cdot 10^7$	0	$1,81 \cdot 10^7$

Tableau II.4. Matrice de rigidité associée au corps roulant pour $F = 0^\circ$

Afin de mieux comprendre le comportement du corps roulant, on transpose la matrice de rigidité dans son repère principal. La matrice obtenue est la suivante :

$3,99 \cdot 10^8$	0	0	0	0
0	0	0	0	0
0	0	0	0	0
0	0	0	0	0
0	0	0	0	0

Tableau II.5. Matrice de rigidité diagonalisée pour $F = 0^\circ$

On constate que le corps roulant peut être modélisé par un ressort linéaire de rigidité 3.99 10⁸ (N/m) suivant la direction propre associé ex de coordonnées dans le repère R1 : [0,76 0 0,64 0 0] R1 (Les rotations autour de ex et ey sont négligeables).

Ce résultat montre l'importance de cette étude : un palier à roulement ne doit pas être modélisé par l'association de ressorts linéaires indépendants suivant les trois directions e_x , e_y et e_z . Le couplage mécanique entre ces ressorts est important, ce qui justifie l'utilisation d'un élément fini corps roulant dans cette étude.

II.5.2. RIGIDITE D'UN PALIER A ROULEMENT A ROULEAUX CYLINDRIQUES

II.5.2.1. Modélisation géométrique

Le modèle adopté est schématisé par la figure (II.26), avec, R_s est le rayon de la forme sphérique à l'extrémité du rouleau cylindrique, X_s est la distance du centre de la sphère d'extrémité au centre C_r du rouleau, μ_0 est l'angle de contact à l'épaulement, R_{br} est le rayon du bombé du rouleau, R_{bbe} est le rayon du bombé de la bague extérieure, R_{bbi} est le rayon du bombé de la bague intérieure, J_b est le jeu initial bagues rouleau, J_e est le jeu initial bagues épaulements, L_r est la longueur des génératrices rectilignes des pistes du rouleau et L_e la longueur effective du rouleau.

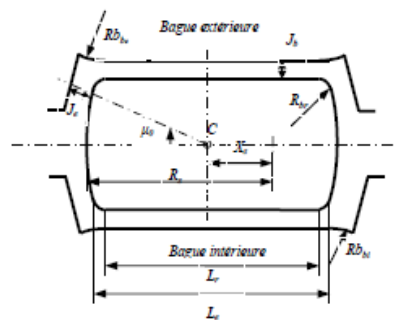


Figure II.26 : Modélisation d'un roulement à rouleaux cylindriques

On définit par $\{\vec{u}\}_{R_3} = \{u_r, u_z, u_\theta\}^T$ le déplacement imposé à la bague intérieure dans le repère R_3

et par $\{\vec{v}\}_{R_3} = \{v_r, v_z, v_\theta\}^T$ le déplacement du centre du corps roulant, avec v_8 l'angle entre l'axe de la bague extérieure et l'axe du corps roulant, et u_8 l'angle entre l'axe de la bague extérieure et l'axe de la bague intérieure.

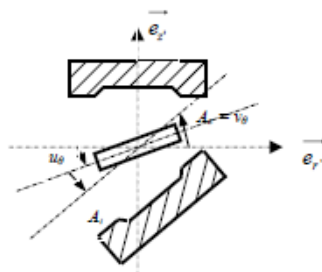


Figure II.27 : Positionnement la bague intérieure par rapport à la bague extérieure

En définissant par A_i l'angle orienté entre l'axe de la bague intérieure et l'axe du rouleau, et A_e l'angle orienté entre l'axe de la bague extérieure et l'axe du rouleau, on obtient les relations suivantes :

$$A_i = -u_\theta + v_\theta \quad \text{et} \quad A_e = v_\theta$$

II.5.2.2. Efforts appliqués sur la piste de roulement

Les rapprochements du rouleau par rapport à chacune des pistes de roulement sont respectivement notés δ_i et δ_e et s'expriment par :

$$\delta_i = u_r - v_r - J_b \quad \text{et} \quad \delta_e = v_r - J_b$$

La zone de contact potentiel entre le rouleau et la piste est découpée en N tranches. L'écrasement entre les deux corps pour chaque tranche est donné par la formule suivante :

$$\Delta d = \delta + \alpha z_k - h_k^1 - h_k^2$$

avec, δ est le rapprochement, α est le basculement relatif des deux solides (pour le contact bague extérieure et rouleau $\alpha = A_e$, et pour le contact bague intérieure et rouleau $\alpha = A_i$) et h_k et h_k^2 sont les termes permettant de tenir compte du bombé éventuel des corps.

En appliquant la théorie de Hertz définie précédemment, on peut écrire les expressions de l'effort Q_k au contact et le moment M_k au centre Cr , pour chaque nœud :

$$Q_k = C_f (\Delta d)^{\frac{10}{9}} d_e$$

$$M_k = Q_k z_k$$

II.58

La résultante Q_{Bn} des efforts exercés le long de la piste de contact sur le roulement et le moment résultant M_{Bn} sont donc :

$$Q_{Bn} = \sum_{k=1}^N Q_{kn} \quad \text{et} \quad M_{Bn} = \sum_{k=1}^N M_{kn} \quad \text{II.59}$$

avec l'indice $n = i$ s'il s'agit de la bague intérieure et $n = e$ s'il s'agit de la bague extérieure.

II.5.2.3. Efforts appliqués aux épaulements

Pour chacun des quatre épaulements, l'angle effectif entre la normale au contact et l'axe du rouleau doit être défini. Soit μ_i l'angle associé à l'épaulement i ($i = 1$ à 4) comme il est présenté ci-dessous

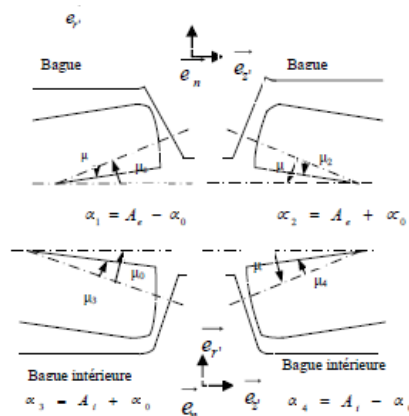


Figure II.28 : Différentes directions de contact

Le jeu J_i entre le rouleau et l'épaulement varie selon la direction effective i de contact entre l'extrémité de roulement et l'épaulement.

Dans ce cas, l'écrasement aura pour expression pour la bague extérieure :

$$\delta_1 = v_z \cos \alpha_0 + v_r \sin \alpha_0 - \tilde{J}_1 \quad \text{II.60}$$

$$\delta_2 = v_r \sin \alpha_0 - v_z \cos \alpha_0 - \tilde{J}_2 \quad \text{II.61}$$

et pour la bague intérieure :

$$\delta_3 = -(u_z - v_z) \cos(\alpha_0 - u_\theta) + (u_r - v_r) \sin(\alpha_0 - u_\theta) - \tilde{J}_3 \quad \text{II.62}$$

$$\delta_4 = (u_z - v_z) \cos(\alpha_0 - u_\theta) + (u_r - v_r) \sin(\alpha_0 - u_\theta) - \tilde{J}_4 \quad \text{II.63}$$

Les deux bagues extérieure et intérieure exercent sur le rouleau suivant ces directions de contact des efforts Q_{Ei} et des moments M_{Ei} en Cr qui sont estimés par la théorie de Hertz par les expressions :

$$Q_{Ei}(v_r, v_z, v_\theta) = C_{ep}(\delta_i)^{3/2} \quad \text{II.64}$$

$$M_{Ei} = -Q_{Ei} X_s \sin \mu_i \quad \text{II.65}$$

Les matrices de rigidités de la bague extérieure et de la bague intérieure sont déterminées comme précédemment (cas du roulement à billes à contact oblique).

II.6. Durée de vie en fatigue

Il n'y a pas de formule pour calculer la durée de vie exacte d'un laminage palier. Des roulements identiques fonctionnant dans des conditions identiques peuvent avoir différentes durées de vie. Ainsi, chaque formule de résistance à la fatigue des roulements est basée sur la probabilité statistique. Une telle formule a été généralement acceptée pour détermination de la durée de vie en fatigue des roulements par l'ISO et l'American National Institut de normalisation (ANSI), Deutsches Institut für Normung (DIN), et Comité japonais des normes industrielles (JISC). Cette section fournit une revue de l'évolution du calcul de la durée de vie en fatigue des roulements. Lundberg et Palmgren [3](#) ont d'abord estimé la durée de vie du roulement en fonction sur la charge appliquée et la géométrie de roulement basée sur le contact hertzien théorie. La distribution de probabilité de Weibull de la fatigue du métal a été utilisée pour estimer la dispersion de la durée de vie du roulement avec une fiabilité de 90%, soit 10% de prédire la défaillance.[70] La théorie de la résistance à la fatigue de Lundberg-Palmgren (LP) indique que pour les bagues de roulement soumises à N cycles de sollicitations répétées, la probabilité de survie, S , est donnée par

$$\ln \frac{1}{S} = A \frac{N^c \tau_0^c V}{z_0^b}, \quad \text{II.66}$$

où τ_0 est la contrainte de cisaillement orthogonale maximale dans le contact; z_0 est la profondeur correspondante à laquelle cette contrainte se produit, et V est le volume de

matériau sollicité. Les paramètres A, c et h sont importants caractéristiques déterminées par des expériences. Le paramètre, e, est la pente de Weibull des données expérimentales sur la vie. Pour une probabilité donnée de survie, S, et des dimensions de roulement données, Eq. (II.66) relate le exposant critique de la durée de vie de la pente de Weibull, e. Ensuite, la durée de vie l'équation du roulement est obtenue en substituant τ_0 , z_0 et V dans termes des dimensions du roulement et de la charge de contact comme

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{II.67}$$

Ici, L_{10} est la durée de vie pour une probabilité de défaillance de 10%; C est le roulement charge dynamique de base, et P est la charge équivalente sur le roulement.

L'exposant, p, est 3 pour les roulements à billes ayant des zones de contact elliptiques, 10/3 pour les roulements à rouleaux ayant des zones de contact de ligne modifiées, et 4 pour contacts en ligne pure.

La théorie LP a été largement utilisée depuis les années 1950 et a été la base de la recommandation ISO (ISO / R 281: 1962) [71]. Cependant, Le modèle LP a négligé la possibilité d'une défaillance initiée par la surface et le présence d'un film lubrifiant de surface. La charge de contact a été supposée comme purement normal, parfaitement lisse et sans traction de cisaillement du surfaces en contact.

Dernièrement, avec le développement de la lubrification élastohydrodynamique (EHL) théorie, l'effet de la qualité de la lubrification sur le roulement attendu la vie pourrait être abordée. [72-73] De plus, avec le développement de technologie de fabrication des matériaux liée à la propreté de l'acier industrie, les aciers à roulement sont assez évités de la formation de micro-inclusions, défauts et inclusions durcies dans la matrice d'acier qui a abouti à une amélioration significative de la vie des roulements. Pour les roulements fabriqué à partir d'aciers très propres, le modèle LP sous-estime la vie L_{10} . Ainsi, l'équation LP a été modifiée avec trois facteurs de vie. [74] Le concept de facteurs de vie a été adopté par le portant les normes de vie ANSI, ABMA et ISO. [75]. [76]

$$L_{10} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{II.68}$$

où a_1 , a_2 et a_3 indiquent les facteurs d'ajustement pour la fiabilité, propriétés du matériau et de la transformation, et conditions de fonctionnement, respectivement.

Ioannides et Harris [77] ont proposé un nouveau modèle pour la prédiction de porter des vies afin de surmonter les limites associées à la Modèle LP. La théorie LP offre une estimation de la durée de vie plus prudente. Ce est principalement en raison de la plus grande quantité de volume stressé supposé dans la théorie LP. Ioannides et Harris ont introduit un stress limitant la fatigue et intégré la durée de vie calculée des volumes de

contraintes élémentaires pour prédire la vie du roulement. Leur équation est similaire à celle du LP sauf pour l'introduction d'une contrainte limitant la fatigue.

Récemment, avec des demandes croissantes de calcul précis des roulements outils dans une large gamme de conditions de fonctionnement et d'applications, le ISO 281: 2007140 a été développée sur la base des Ioannides et Harris » modèle.[77] Il vise à calculer une durée de vie plus précise et plus fiable roulements fonctionnant sous différentes lubrifications et contaminations conditions. Cette norme peut être adoptée pour les calculs de durée de vie des roulements dans certaines conditions de fonctionnement spécifiées dans lesquelles la limite de fatigue de l'acier à roulement n'est pas dépassé; pour ce cas, le roulement peut survivre considérablement plus longue que la durée de vie estimée du L10.

Inversement, portant la durée de vie peut être plus courte que la durée de vie du L10 en cas de fonctionnement défavorable conditions. L'influence de facteurs de stress supplémentaires pouvant entraîner aux contacts des éléments roulants dans les zones de contact a abouti à un nouveau L10 estimation de la vie comme

$$L_{10} = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

II.69

où a_1 est le facteur de fiabilité et a_{ISO} est la durée de vie combinée facteur d'ajustement, qui intègre quatre facteurs interdépendants, notamment lubrification, contamination, charge et limite de contrainte de fatigue du roulement Matériel.

Application de la méthode de calcul dans l'Eq. (II.69) nécessite plusieurs hypothèses telles que l'alignement correct des roulements et négligeable concentration de pression dans les rouleaux. Par conséquent, il ne peut pas être utilisé pour roulements sujets audésalignement et au jeu. Une méthode alternative pour l'estimation de la durée de vie en fatigue des roulements a été développée comme indiqué dans ISO / TS 16-281: 2008.[35] Cette méthode est applicable pour des conditions de chargement car il contient des informations détaillées sur pression de contact et répartition de la charge dans les rouleaux. Ensuite, il peut être utilisé d'estimer la durée de vie nominale du roulement à l'aide d'un modèle de roulement quasi-statique.

Pour demander l'estimation de la durée de vie des TRB avec des caractéristiques variant dans le temps, la formule originale de résistance à la fatigue[35] a été modifiée.[78]

Récemment, plusieurs les auteurs ont développé des formules de résistance à la fatigue des roulements basées sur différents critères de stress-vie.[79-80]

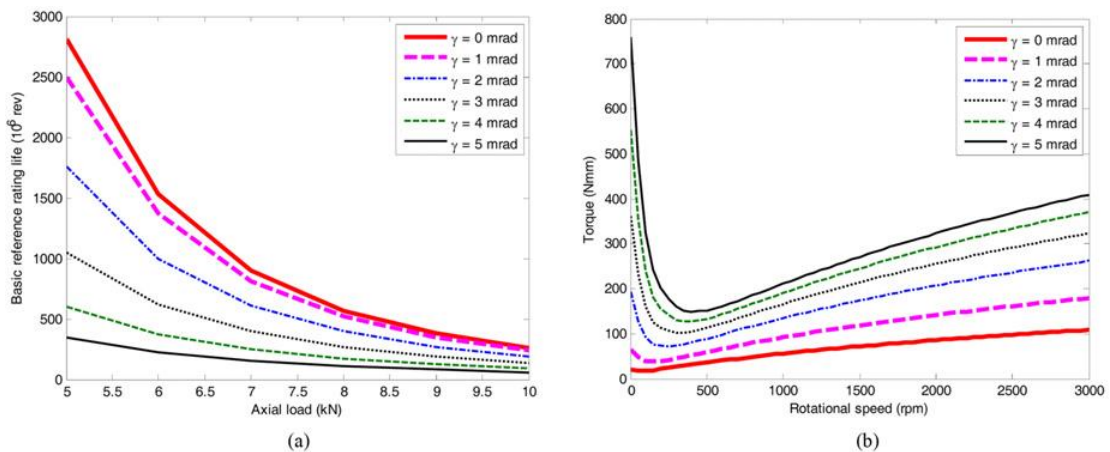


Fig. II.29. Effet du désalignement angulaire sur les caractéristiques TRB; (a) Durée de vie de référence de base (TRB 30208-A, $n = 5900$ tr / min), (b) Fonctionnement couple (TRB 30206-A, précharge rigide = 0,002 mm)

II.7. CONCLUSION

Cette modélisation nous a permis de développer un élément fini à deux noeuds et six degrés de liberté par noeud afin d'étudier l'influence de la variation de certains paramètres (la position angulaire du corps roulant, l'angle de contact et le déplacement imposé) sur les termes de la matrice de rigidité. En dépit des résultats attendus concernant la variation des grandeurs K_{xx} , K_{yy} , C_{xx} et C_{yy} en fonction de la position angulaire (pouvant renseigner sur la validité du programme de calcul), on note un comportement non linéaire des termes K_{xx} et K_{yy} en fonction du déplacement imposé.

Une analyse des différents termes de la matrice de rigidité a montré la présence d'un couplage important pouvant atteindre jusqu'au 96 % dans le cas le plus défavorable (corps roulant appartenant à un roulement à billes à contact oblique se trouvant à une position angulaire 30°). Le roulement ne peut donc pas être modélisé par l'association de ressorts linéaires indépendants placés suivant les trois directions e_x , e_y et e_z .

La matrice de rigidité globale du roulement peut être déterminée par l'association des matrices de rigidités des différents corps roulants qui le constituent. Cette matrice est ensuite injectée dans un modèle global définissant la rigidité du système à étudier.



CONCLUSION GENERALE

La modélisation des roulements à éléments roulants est largement reconnue comme ayant contributions significatives à la conception initiale des roulements et de la rotation systèmes. Dans cet article de synthèse, le développement de modèles de roulements est mis en évidence avec les problèmes de calcul associés. Bien que la simulation dynamique des roulements devient plus facile avec le développement de l'informatique, les calculs de roulements statiques et quasi-statiques jouent toujours un rôle important dans le roulement à éléments roulants et l'industrie conception de machines. En raison de leur simplicité et globalement suffisante précision, même les modèles de roulements statiques tels que le Stribek et Les modèles de Sjovall sont toujours utilisés lorsque l'effet de vitesse est insignifiant. Pour des conditions de vitesse élevée, par ex. Dans la broche de la machine-outil conception, les enquêteurs adoptent souvent les modèles de roulements quasi-statiques développé par Jones et plus tard par Harris. Simulations dynamiques de roulement peut améliorer la compréhension de la cinématique et de l'interaction des composants de roulement mais nécessitent encore plus d'avancement pour application aux questions pratiques.

Ici, il convient de mentionner les recherches futures directions pour la modélisation des roulements. Le roulement les composants ont été modélisés comme des corps structurellement rigides dans la plupart des études. Les déformations naturelles en flexion des bagues extérieure et intérieure et les éléments roulants ont été négligés pour provoquer un comportement de raidissement irréaliste de la structure portante. 201 Progrès actuels dans le matériel et des outils logiciels permettent de créer des modèles très compliqués avec composants de roulement entièrement flexibles. De plus, il est souvent important pour considérer l'effet de la déformation structurelle environnante sur le comportement dynamique du roulement. Ces problèmes peuvent être résolus en utilisant des modèles EF complets, ainsi que des méthodes de solution plus efficaces utilisant une combinaison de modèles analytiques et FE.

Avec l'avancement de la technologie informatique, plus rigoureux et des simulations approfondies devraient être possibles pour la simulation du bruit des roulements, effet d'amortissement du roulement, influence de la rugosité de surface sur la comportement du contact avec élément roulant, module de élasticité et estimation de la durée de vie restante de l'élément roulant roulements.

Actuellement, la norme ISO 281, qui néglige l'influence de charges dynamiques, est souvent adoptée pour le calcul de la durée de vie en fatigue de roulements. Dans de nombreuses applications, les roulements sont soumis à des charges variables et vibrations de haut niveau. Dans de telles conditions, portant les pannes surviennent beaucoup plus tôt que dans les conditions conventionnelles. Ainsi, il est essentiel de concevoir des modèles précis pour l'estimation du durée de vie des roulements à roulement sous diverses charges et vibrations.



Bibliographie

- [1] The operational reliability of rolling bearings , Rolling bearing re-liability, ed. S. K. F. (1977).
- [2] SKF - Catalogue général 1989.
- [3] FAG-Programme standard 1990.
- [4] A. Palmgren Die Lebensdauer von Kugellagern , ZVDI 68 (1924), no. 14.
- [5] J. F. Debonnie Calcul et choix du serrage d'une paire de roulements à contact oblique , Revue M 28 (1982), no. 3.
- [6] W. Hampp Wälzlagerungen, Springer Verlag, Berlin, 1968.
- [7] P. Eschmann, L. Hasbargen et K. Weigand Die Wälzlagerpraxis, Oldenburg, München, 1978.
- [8]. Jones, A.B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions, TASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 82, 309-320, 1960.
- [9]. Palmgren, A. Ball and roller bearings engineering, 3rd ed., Burbank, Philadelphia, SKF, Industries, Inc. 1959.
- [10]. Garguilo E.P. A simple way to estimate bearing stiffness, Machine Design 52, 107-110, 1980.
- [11]. Krauss, J.; Blech, J.J.; Braun, S.G. In situ determination of roller bearing stiffness and damping by model analysis, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in design, Vol. 109, 235-240, 1987.
- [12]. Drago, R.J. How to Design Quiet Transmission, Machine Design, 175-181, 1980.
- [13]. Lim, T.C.; Singh, R. Vibration transmission through rolling element bearings. Part I: Bearing stiffness formulation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 139, No.2, 179-199, 1990.
- [15]. ISO 76, "Rolling Bearings-Static Load Ratings," 1978.
- [16]. Liao, N. T. and Lin, J. F., "A New Method Developed for the Analysis of Ball Bearing Fatigue Life Considering Variable Contact Angles," Tribology Transactions, Vol. 46, No. 3, pp. 435-446, 2003.
- [17]. De Mul, J., Vree, J., and Maas, D., "Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom while Neglecting Friction-Part I: General Theory and Application to Ball Bearings," Journal of Tribology, Vol. 111, No. 1, pp. 142-148, 1989.
- [18]. Wang, W.-Z., Hu, L., Zhang, S.-G., and Kong, L.-J., "Modeling High-Speed Angular Contact Ball Bearing under the Combined Radial, Axial and Moment Loads," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 228, No. 5, pp. 852-864, 2013.
- [19]. Andréason, S., "Load Distribution in a Taper Roller Bearing Arrangement Considering Misalignment," Tribology, Vol. 6, No. 3, pp. 84-92, 1973.

- [20]. Liu, J., "Analysis of Tapered Roller Bearings Considering High Speed and Combined Loading," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 98, No. 4, pp. 564-572, 1976.
- [21]. Lundberg, G., "Elastische Berührung zweier Halbräume," *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, Vol. 10, No. 5, pp. 201-211, 1939. (in German)
- [22]. Houpert, L., "An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity - Part I," *Journal of Tribology*, Vol. 123, No. 3, pp. 582-588, 2001.
- [23]. Teutsch, R. and Sauer, B., "An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts," *Journal of Tribology*, Vol. 126, No. 3, pp. 436-442, 2004.
- [24]. Hartnett, M. J., "The Analysis of Contact Stresses in Rolling Element Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, No. 1, pp. 105-109, 1979.
- [25]. Ahmadi, N., Keer, L. M., and Mura, T., "Non-Hertzian Contact Stress Analysis for an Elastic Half Space - Normal and Sliding Contact," *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 19, No. 4, pp. 357-373, 1983.
- [26]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "Fatigue Life of Tapered Roller Bearing Subject to Angular Misalignment," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vols. 230, No. 2, pp. 147-158, 2016.
- [27]. Kabus, S., Hansen, M. R., and Mouritsen, O., "A New Quasi-Static Cylindrical Roller Bearing Model to Accurately Consider Non-Hertzian Contact Pressure in Time Domain Simulations," *Journal of Tribology*, Vol. 134, No. 4, Paper No. 041401, 2012.
- [28]. Kabus, S., Hansen, M. R., and Mouritsen, O., "A New Quasi-Static Multi-Degree of Freedom Tapered Roller Bearing Model to Accurately Consider Non-Hertzian Contact Pressures in Time-Domain Simulations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 228, No. 2, pp. 111-125, 2014.
- [29]. Harris, T. A. and Kotzalas, M. N., "Advanced Concepts of Bearing Technology: Rolling Bearing Analysis," CRC Press, 5th Ed., p. 13, 2007.
- [30]. Zantopoulos, H., "The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Tapered Roller Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 94, No. 2, pp. 181-186, 1972.
- [34]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "Characteristics of Tapered Roller Bearing with Geometric Error," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, Vol. 16, No. 13, pp. 2709-2716, 2015.
- [35]. ISO/TS 16281, "Rolling Bearings - Methods for Calculating the Modified Reference Rating Life for Universally Loaded Bearings," 2008.
- [36]. Creju, S., Bercea, I., and Mitu, N., "A Dynamic Analysis of Tapered Roller Bearing under Fully Flooded Conditions Part 1: Theoretical Formulation," *Wear*, Vol. 188, No. 1-2, pp. 1-10, 1995.

- [37]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "Characteristics of Tapered Roller Bearing Subjected to Combined Radial and Moment Loads," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.-Green Tech.*, Vol. 1, No. 4, pp. 323-328, 2014.
- [38]. Gurumoorthy, K., Dayma, J. P., Rawat, V., and Khaire, M. V., "Failure Investigation of Differential Pinion Tapered Roller Bearing," *Journal of Failure Analysis and Prevention*, Vol. 15, No. 5, pp. 593-599, 2015.
- [39]. Cao, H., Holkup, T., and Altintas, Y., "A Comparative Study on the Dynamics of High Speed Spindles with Respect to Different Preload Mechanisms," *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 57, No. 9-12, pp. 871-883, 2011.
- [40]. Stein, J. L. and Tu, J. F., "A State-Space Model for Monitoring Thermally Induced Preload in Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 116, No. 3, pp. 372-386, 1994.
- [41]. Hwang, Y.-K. and Lee, C.-M., "A Review on the Preload Technology of the Rolling Bearing for the Spindle of Machine Tools," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, Vol. 11, No. 3, pp. 491-498, 2010.
- [42]. Ozturk, E., Kumar, U., Turner, S., and Schmitz, T., "Investigation of Spindle Bearing Preload on Dynamics and Stability Limit in Milling," *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 61, No. 1, pp. 343-346, 2012.
- [43]. ESA, "Active Variable Preload Bearings," http://www.esa-tec.eu/workspace/assets/files/1345714104_1365-51ccafd660431.pdf (Accessed 9 NOV 2016)
- [44]. Wang, K. W., Shin, Y. C., and Chen, C. H., "On the Natural Frequencies of High-Speed Spindles with Angular Contact Bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 205, No. 3, pp. 147-154, 1991.
- [45]. Carmichael, G. D. T. and Davies, P. B., "Measurement of Thermally Induced Preloads in Bearings," *Strain*, Vol. 6, No. 4, pp. 162-165, 1970.
- [46]. Sud, O. N., Davies, P. B., and Halling, J., "The Thermal Behaviour of Rolling Bearing Assemblies Subjected to Preload," *Wear*, Vol. 27, No. 2, pp. 237-249, 1974.
- [47]. Patel, T. H. and Darpe, A. K., "Experimental Investigations on Vibration Response of Misaligned Rotors," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23, No. 7, pp. 2236-2252, 2009.
- [48]. Zantopulos, H., "The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Tapered Roller Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 94, No. 2, pp. 181-186, 1972.
- [49]. Harris, T. A., "The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings Having Crowned Rolling Members," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 91, No. 2, pp. 294-300, 1969.
- [50]. Tong, V.-C., Kwon, S.-W., and Hong, S.-W., "Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, In Press, DOI No. 10.1177/1350650116668767, 2016.

- [51]. Warda, B. and Chudzik, A., "Effect of Ring Misalignment on the Fatigue Life of the Radial Cylindrical Roller Bearing," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 111, pp. 1-11, 2016.
- [52]. Kabus, S. and Pedersen, C. B., "Optimal Bearing Housing Designing using Topology Optimization," *Journal of Tribology*, Vol. 134, No. 2, Paper No. 021102, 2012.
- [53]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "The Effect of angular Misalignment on the Stiffness Characteristics of Tapered Roller Bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, In Press, DOI No. 10.1177/0954406215621098, 2016
- [54]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "The Effect of Angular Misalignment on the Running Torques of Tapered Roller Bearings," *Tribology International*, Vol. 95, pp. 76-85, 2016.
- [55]. Chen, C. H., Wang, K. W., and Shin, Y. C., "An Integrated Approach Toward the Dynamic Analysis of High-Speed Spindles: Part I - System Model," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 116, No. 4, pp. 506-513, 1994.
- [56]. Altintas, Y. and Cao, Y., "Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles," *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 54, No. 1, pp. 379-382, 2005
- [57]. Gargiulo, E. P., "A Simple Way to Estimate Bearing Stiffness," *Machine Design*, Vol. 52, No. 17, pp. 107-110, 1980.
- [58]. Guo, Y. and Parker, R. G., "Stiffness Matrix Calculation of Rolling Element Bearings using a Finite Element/Contact Mechanics Model," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 51, pp. 32-45, 2012.
- [59]. Lim, T. C. and Singh, R., "Vibration Transmission through Rolling Element Bearings, Part I: Bearing Stiffness Formulation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 139, No. 2, pp. 179-199, 1990
- [60]. Wardle, F. P., Lacey, S. J., and Poon, S. Y., "Dynamic and Static Characteristics of a Wide Speed Range Machine Tool Spindle," *Precision Engineering*, Vol. 5, No. 4, pp. 175-183, 1983.
- [61]. Lin, C.-W., Tu, J. F., and Kamman, J., "An Integrated Thermo- Mechanical-Dynamic Model to Characterize Motorized Machine Tool Spindles during Very High Speed Rotation," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, No. 10, pp. 1035-1050, 2003.
- [62]. Lin, C.-W., "Simultaneous Optimal Design of Parameters and Tolerance of Bearing Locations for High-Speed Machine Tools using a Genetic Algorithm and Monte Carlo Simulation Method," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, Vol. 13, No. 11, pp. 1983-1988, 2012.
- [63]. Bollinger, J. G. and Geiger, G., "Analysis of the Static and Dynamic Behavior of Lathe Spindles," *International Journal of Machine Tool Design and Research*, Vol. 3, No. 4, pp. 193-209, 1964.
- [64]. While, M. F., "Rolling Element Bearing Vibration Transfer Characteristics: Effect of Stiffness," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 46, No. 3, pp. 677-684, 1979.

- [65]. Sheng, X., Li, B., Wu, Z., and Li, H., "Calculation of Ball Bearing Speed-Varying Stiffness," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 81, pp. 166-180, 2014.
- [66]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "The Effect of angular Misalignment on the Stiffness Characteristics of Tapered Roller Bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, In Press, DOI No. 10.1177/0954406215621098, 2016.
- [67]. Lim, T. C. and Singh, R., "Vibration Transmission through Rolling Element Bearings, Part V: Effect of Distributed Contact Load on Roller Bearing Stiffness Matrix," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 169, No. 4, pp. 547-553, 1994.
- [68]. Bourdon, A., Rigal, J. F., and Play, D., "Static Rolling Bearing Models in a CAD Environment for the Study of Complex Mechanisms: Part I - Rolling Bearing Model," *Journal of Tribology*, Vol. 121, No. 2, pp. 205-214, 1999.
- [69]. Cao, Y. and Altintas, Y., "Modeling of Spindle-Bearing and Machine Tool Systems for Virtual Simulation of Milling Operations," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, No. 9, pp. 1342-1350, 2007.
- [70]. Weibull, W., "A Statistical Theory of the Strength of Materials," *Ingeniors Etanskaps Akademien - Handlingar*, No. 151, 1939
- [71]. Gabelli, A., Doyer, A., and Morales-Espejel, G. E., "The Modified Life Rating of Rolling Bearings: A Criterion for Gearbox Design and Reliability Optimization," *Power Transmission Engineering*, pp.
- [72]. Tallian, T., Chiu, Y., Huttenlocher, D., Kamenshine, J., Sibley, L., and Sindlinger, N., "Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces," *ASLE Transactions*, Vol. 7, No. 2, pp. 109-126, 1964.
- [73]. Tallian, T. E., Chiu, Y. P., and Van Amerongen, E., "Prediction of Traction and Microgeometry Effects on Rolling Contact Fatigue Life," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 100, No. 2, pp. 156-165, 1978.
- [74]. Arakere, N. K., "Gigacycle Rolling Contact Fatigue of Bearing Steels: A Review," *International Journal of Fatigue*, Vol. 93, Part 2, pp. 238-249, 2016.
- [75]. ISO 281-1, "Rolling Bearings - Dynamic Load Ratings and Rating Life - Part 1: Calculation Methods," 1977.
- [76]. ISO 281, "Rolling Bearings - Dynamic Load Ratings and Rating Life," 1990.
- [77]. Ioannides, E. and Harris, T. A., "A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings," *Journal of Tribology*, Vol. 107, No. 3, pp. 367-377, 1985.
- [78]. Tong, V.-C. and Hong, S.-W., "Study on the Stiffness and Fatigue Life of Tapered Roller Bearings with Roller Diameter Error," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, In Press, DOI No.10.1177/ 1350650116649889, 2016.

[79]. Yu, W. K. and Harris, T. A., "A New Stress-based Fatigue Life Model for Ball Bearings," Tribology Transactions, Vol. 44, No. 1, pp. 11-18, 2001.

[80]. SKF, "SKF Launches Innovative New Bearing Rating Life Model,"

<http://www.skf.com/group/news-and-media/news-search/2015-04>

[13_skf_launches_innovative_new_bearing_rating_life_model.html](#) (Accessed 9 NOV 2016)

Résumé :

Le comportement mécanique d'un palier à roulement sous charge est depuis quelques décennies l'objet de plusieurs recherches. Le but principal de ces recherches est celui d'obtenir des modèles permettant de déterminer la rigidité de l'élément roulant ainsi que les efforts appliqués par les deux bagues intérieure et extérieure.

Notre travail consiste à modéliser le roulement par une matrice de rigidité tangente tenant compte de la non linéarité des contacts entre la piste de roulement et les corps roulants (contact de Hertz, jeux de fonctionnement).

On s'est consacré dans ce travail à l'étude des rigidités d'un roulement à billes à contact oblique et d'un roulement à rouleaux cylindriques. Une étude numérique a permis d'analyser l'influence de la variation de certains paramètres sur la rigidité et le couplage entre les différents termes de la matrice de rigidité pour les deux types de roulement étudiés.

ملخص

كان السلوك الميكانيكي للمحمل المتداول تحت الحمل موضوعًا لعمليات بحث متعددة. الهدف الرئيسي من هذا البحث هو الحصول على نماذج لتحديد صلابتها عنصر التدرج وكذلك القوى المطبقة بواسطة الحلقتين الداخلية والخارجية. يتكون عملنا من نمذجة المحمل بواسطة مصفوفة صلابة مماسية مع مراعاة غير خطية التلامس بين مسار التدرج والأجسام الدوارة (تلامس هيرتز ، تصاريح التشغيل). في هذا العمل ، كرسنا أنفسنا لدراسة صلابة محمل الكرة الملامس الزاوي و a أسطوانة أسطوانية. جعلت الدراسة العددية من الممكن تحليل تأثير الاختلاف معلمة معينة على الصلابة والاقتران بين الشروط المختلفة لمصفوفة الصلابة للثلاثين دراسة أنواع المحامل

summary

The mechanical behavior of a rolling bearing under load has been the subject of multiple searches. The main goal of this research is to obtain models to determine the rigidity of the rolling element as well as the forces applied by the two inner and outer rings.

Our work consists in modeling the bearing by a tangent stiffness matrix taking into account the non linearity of the contacts between the rolling track and the rolling bodies (Hertz contact, operating clearances).

In this work, we have devoted ourselves to the study of the rigidities of an angular contact ball bearing and of a cylindrical roller bearing. A numerical study made it possible to analyze the influence of the variation of certain parameters on the rigidity and the coupling between the various terms of the matrix of rigidity for the two types of bearings studied

Abstraite

L'objectif principal de cet article est de formuler un modèle tridimensionnel permettant de déterminer le roulement la rigidité et les efforts appliqués par les deux chemins de roulement sur les éléments roulants. Notre étude consiste à déterminer les déflexions non linéaires entre les éléments roulants et les chemins de roulement; les forces appliquées par les deux races sont déduites. Une matrice de rigidité tangente associée au contact des éléments de roulement de la piste intérieure et de la course extérieure

Les éléments de contact sont définis par les forces jacobiniennes. Une méthode de résolution Newton-Raphson est utilisée pour résoudre les équations d'équilibre local non linéaires. L'équilibre est atteint lorsque le vecteur résiduel (défini par les forces extérieures appliquées par les deux chemins sur l'élément roulant) est nul. Un élément fini reliant un nœud de chemin de roulement intérieur vers un autre nœud du chemin de roulement extérieur au moyen de la matrice de rigidité est développé. L'influence de la modification de certains paramètres (la position angulaire de l'élément roulant, l'angle de contact, le déplacement) sur la matrice de rigidité est étudiée. Cette étude montre aussi, le couplage important, jusqu'à présent négligés, entre les termes de la matrice de rigidité.

Mots clefs :

Roulement, rigidité Paliers à roulement, méthode des éléments finis, matrice de rigidité , contact hertzien

