



HAL
open science

Modélisation multiphysique des roulements à billes par la Méthode des Éléments Discrets en régime Élasto-Hydro-Dynamique

Samatar Omar Farah

► **To cite this version:**

Samatar Omar Farah. Modélisation multiphysique des roulements à billes par la Méthode des Éléments Discrets en régime Élasto-Hydro-Dynamique. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Picardie Jules Verne, 2022. Français. NNT : 2022AMIE0059 . tel-04098233

HAL Id: tel-04098233

<https://theses.hal.science/tel-04098233>

Submitted on 15 May 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITÉ DE PICARDIE JULES VERNE

ÉCOLE DOCTORALE STS - ED 585
SCIENCES, TECHNOLOGIE, SANTÉ

THÈSE

pour obtenir le titre de

Docteur en Mécanique

de l'Université de Picardie Jules Verne

Mention : SCIENCE DE L'INGÉNIEUR

Présentée par

Samatar OMAR FARAH

Modélisation multiphysique des roulements à billes par la Méthode des Éléments Discrets en régime Élasto-Hydro-Dynamique

Thèse préparée au Laboratoire des Technologies Innovantes (UPJV UR 3899)

soutenue le 12 décembre 2022

Jury :

Rapporteurs :

Fabrice BOLAERS, Professeur des universités
Frédéric DRUESNE, Enseignant chercheur

URCA (Reims)
UTC (Compiègne)

Examineurs :

Hakim NACEUR, Professeur des universités
Stéphane PANIER, Professeur des universités
Hassan ELMI ROBLEH, Maître de conférences

INSA-HdF (Valenciennes)
UPJV (Amiens)
Université de Djibouti (Djibouti)

Invité :

Charles MACHADO, Docteur, Technical Manager

SDT International sa-nv (Bruxelles)

Directeur et co-directeur de thèse :

Mohamed GUESSASMA, Professeur des universités
Emmanuel BELLENGER, Professeur des universités

UPJV (Saint-Quentin)
UPJV (Saint-Quentin)



Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier mes deux rapporteurs, Fabrice Bolaers et Frédéric Druésne, d'avoir accepté d'expertiser mes travaux de thèse, pour la pertinence de leurs remarques et la qualité des échanges le jour de la soutenance.

Je remercie bien sûr les autres membres du jury, Hakim Naceur, Stéphane Panier, Hassan Elmi et Charles Machado, d'avoir bien voulu faire partie de mon jury de thèse et de m'avoir apporté leurs expertises sur la modélisation, la simulation numérique et les techniques de surveillance des équipements tournants.

Je remercie également mes deux directeurs de thèse, Mohamed Guessasma et Emmanuel Bellenger, de m'avoir encadré, apporté conseil et aide pour mener à bien mes travaux de thèse. J'exprime particulièrement ma gratitude à Mohamed qui m'a témoigné de son soutien indéfectible et a fait preuve d'une grande écoute tout au long de la thèse.

Je ne voudrais pas oublier de remercier les membres du comité de suivi de ma thèse, Karl Debray et Humberto Henao, d'avoir veillé à la bonne progression de mes travaux tout au long de mes années de thèse.

Mes remerciements vont aussi à Willy Leclerc pour son aide et ses conseils qui m'ont été très précieux.

Je tiens également à exprimer toute ma tendresse à ma chère femme, Rabicca Cumar, et à mes deux enfants, Ikhlas et Idriss, qui sont mes repères pour la vie. Merci à eux de m'avoir encouragé sans relâche pendant ces années de thèse. Encore merci pour tout.

J'adresse un grand merci et fais part de toute ma gratitude à l'ensemble des membres de ma famille. À ma mère, Zahra Aouled, et à mon père, Omar Farah, pour leur amour et soutien moral sans faille. À mes frères, Farah, Guedid, Hamza, Mohamed et Moktar, ainsi qu'à mes deux petites sœurs, Habone et Soumeya, de m'avoir encouragé et accompagné à chaque instant.

Enfin, je remercie l'ensemble des personnes qui ont, de loin ou de près, contribué à la réussite de mes travaux de thèse.

Modélisation multiphysique des roulements à billes par la Méthode des Éléments Discrets en régime Élasto-Hydro-Dynamique

Résumé : Le travail réalisé dans le cadre de cette thèse a contribué au développement d'un outil numérique dédié à la simulation des roulements à billes en conditions de service Élasto-Hydro-Dynamiques (EHD). Une modélisation originale, adaptée à ces organes de guidage en rotation, est donc mise en œuvre dans le cas des roulements à billes à contact radial SKF 6208 et à contact oblique SKF 7208. De par leur caractère multi-contact, les deux roulements sont modélisés par la Méthode des Éléments Discrets, avec une formulation hertzienne du contact elliptique pour déterminer les interactions billes/pistes de roulement et déformations aux contacts. En considérant, dans un premier temps, des indicateurs standards, à la fois cinématiques et dynamiques, les modèles discrets de roulements à billes 6208 et 7208, sont testés puis validés en conditions statiques et dynamiques. L'implémentation, dans un deuxième temps, d'un modèle rhéologique piézo-visco-élastique du lubrifiant a, quant à elle, contribué à mettre en évidence l'influence du pilotage en vitesse, du chargement imposé, ou encore, du jeu diamétral sur le régime de lubrification du roulement. Le couplage, dans un troisième temps, des propriétés rhéologiques et diélectriques du lubrifiant a permis de montrer la pertinence de la réponse électrique du roulement, en particulier pour l'identification de son régime de lubrification. En effet, la corrélation de l'épaisseur de film fluide à sa capacitance électrique s'est révélée un bon indicateur de l'état du contact lubrifié. Cette corrélation est corroborée par une bonne adéquation des prédictions numériques, obtenues avec le modèle discret de roulement à billes à contact radial 6208, et résultats expérimentaux issus de la littérature. En conclusion, la capacitance électrique du contact lubrifié est un indicateur fiable, pouvant être utilisé comme moyen de prédiction du régime de lubrification pour assurer une durée de vie optimale au roulement.

Mots clés : Roulements à billes, systèmes multi-contacts, méthode des éléments discrets, contact lubrifié, régime élastohydrodynamique, capacitance électrique

Multiphysics modeling of ball bearings by Discrete Element Method in Elasto-Hydro-Dynamic regime

Abstract : During this PhD thesis, we have focused on a digital tool for modeling ball bearing operating under elstohydrodynamic (EHD) regime. Based on an original description involving the discrete element method (DEM), the developed digital tool integrates all the components of ball bearings and enables realistic behavior under mechanical loading and kinematic conditions. Two models of ball bearings were considered and simulated with the digital tool, namely SKF 6208 radial contact ball bearing and SKF 7208 angular contact ball bearing. In order to check the standard indicators recommended by most ball bearing manufactures, a stiffness model for elliptical hertzian contact and an improved EHD formulation for lubricated contact are implemented in the discrete model of ball bearings. In addition, we have introduced into the discrete modeling an electrical capacitance model coupling rheological and dielectric properties of the lubricant with the Hertz's pressure at the contact between the ball and the raceways. The numerical predictions of lubricant film capacitance provided by numerical simulations are in good accordance, both qualitatively and quantitatively, with the experimental data available in the literature. The combination of the discrete modeling and the electrical approach enables efficient solutions to be provided in terms of lubrication regime in relation to the lubricant properties to optimize the bearing lifetime.

Keywords : Ball bearings, multicontact systems, discrete element method, lubricated contact, elasto-hydrodynamic regime, electrical capacitance

Table des matières

Introduction	5
1 État de l'art	9
1.1 Introduction	9
1.2 Généralités sur les roulements	10
1.2.1 Historique	10
1.2.2 Définition du roulement	11
1.2.3 Conception du roulement et types de roulements	12
1.2.4 Principe de fonctionnement du roulement et régimes de lubrification	15
1.2.5 Durée de vie des roulements	18
1.2.6 Défauts de roulement	20
1.3 Méthodes de surveillance	25
1.3.1 Stratégies de maintenance	26
1.3.2 Méthodes de diagnostic des défauts	27
1.3.3 Techniques d'analyse des défauts	35
1.4 État des lieux sur la modélisation et la simulation des roulements	38
1.4.1 Modélisation par éléments finis	39
1.4.2 Modélisation analytique	40
1.4.3 Modélisation multicorps	42
1.4.4 Modélisation par éléments discrets	43
1.5 Conclusion	46
2 Modélisation des roulements 6208 et 7208 par la MED	47
2.1 Introduction	47
2.2 Méthode des éléments discrets (MED)	48
2.2.1 Bref historique de la MED	48
2.2.2 Principe de la technique de détection des contacts	49
2.3 Modélisation des interactions de contact	51
2.3.1 Contact ponctuel hertzien	54
2.3.2 Contact elliptique hertzien	56
2.3.3 Coefficients d'amortissement visqueux	59
2.3.4 Discrétisations spatiale et temporelle	61
2.4 Modélisation 3D des roulements à billes	63
2.4.1 Modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208	63
2.4.2 Code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D	66
2.5 Conclusion	69

3	Validation des modèles 3D des roulements 6208 et 7208	71
3.1	Introduction	71
3.2	Modélisation des roulements 6208 et 7208 en quasi-statique	72
3.2.1	Types de jeux dans le roulement et conformité des pistes	72
3.2.2	Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 6208	75
3.2.3	Influence de la conformité de la piste de roulement	79
3.2.4	Pressions de contact	81
3.3	Roulement à billes 7208 sous chargement combiné	85
3.3.1	Angle de contact	85
3.3.2	Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 7208	87
3.4	Conclusion	92
4	Comportement dynamique des roulements 6208 et 7208	93
4.1	Introduction	93
4.2	Pilotage des roulements à billes 6208 et 7208	93
4.2.1	Indicateurs cinématiques standards	94
4.2.2	Paramètres cinématiques du roulement à billes 7208	101
4.3	Analyse du comportement dynamique	106
4.3.1	Force centrifuge	106
4.3.2	Moment gyroscopique	109
4.4	Conclusion	115
5	Simulation multiphysique des roulements 6208 et 7208	117
5.1	Introduction	117
5.2	Lubrification Élasto-Hydro-Dynamique (EHD)	118
5.2.1	Caractérisation de l'épaisseur de film fluide et régimes de lubrification	120
5.2.2	Analyse paramétrique sur l'influence des conditions de pilotage et chargement sur le régime de lubrification	125
5.2.3	Analyse paramétrique sur l'influence de la géométrie sur le régime de lubrification	131
5.2.4	Analyse paramétrique sur l'influence du chargement combiné radial et axial	134
5.3	Modélisation capacitive du film fluide en régime EHD	136
5.3.1	Modèle capacitif pour le contact lubrifié en régime EHD	137
5.3.2	Circuit capacitif équivalent du roulement à billes à contact radial 6208	140
5.4	Conclusion	148
	Conclusions & perspectives	149

Table des matières	iii
<hr/>	
Annexes	153
A Code de calcul MULTICOR3D	155
A.1 Subroutine en Fortran 95 pour la simulation de la capacitance du roulement 6208	155
Bibliographie	161

Table des figures

1.1	C. Madrid I. f. 20v (BNE). Copyright Biblioteca Nacional de España [Betancourt-Parra 2021]	11
1.2	Parties constitutives d'un roulement à billes	12
1.3	(a) Définition d'un roulement à billes - (b) Jeux internes et angle de contact	13
1.4	Types de chargements : radial, axial et combiné	14
1.5	Les différentes catégories de roulements [Machado 2015a]	14
1.6	Guidage en rotation d'un arbre monté sur deux paliers équipés de roulements	15
1.7	Courbe de Stribeck illustrant les trois régimes de lubrification : limite, mixte et hydrodynamique. La transition entre ces régimes dépend de la viscosité du lubrifiant, de la vitesse et du chargement. δ est la valeur effective de la rugosité des surfaces [Berro 2010]	16
1.8	Illustration du contact lubrifié	17
1.9	(a) Charge dynamique équivalente – (b) Courbe d'équidurée qualitative d'un roulement à billes à contact oblique [Machado 2015a]	19
1.10	Durées de vie des équipements dotés de roulements [Machado 2015a]	20
1.11	Graphique de Weibull des avaries de roulements. Courbe en rouge : cas typique d'avarie prématurée - courbe en bleu : essai RCF ordinaire [Evans 2012]	21
1.12	(a) Écaillage de la piste intérieure de roulement par effet WEC – (b) Naissance des zones blanches et migration des fissures vers la surface	21
1.13	Chaîne simplifiée des événements conduisant à l'apparition d'une fissuration WEC [Evans 2012]	22
1.14	Sources des défauts régulièrement identifiés [SKF 2017]	25
1.15	Types de maintenance selon l'AFNOR	26
1.16	Schématisme de la mesure vibratoire à l'aide d'un accéléromètre placé au voisinage du roulement	30
1.17	Mesure par ultrasons (photo fournie par STD International sa-nv)	31
1.18	Thermographie IR d'un roulement défectueux (source IMPAC FRANCE)	32
1.19	Analyse d'huile	33
1.20	Étude expérimentale sur la faisabilité de la mesure électrique dans un roulement à billes : (a) Dispositif expérimental montrant le circuit électrique - (b) Signatures électriques mesurées sur roulements sain et défectueux [ACCOST-UGV 2012, Bourbatache 2013a]	34
1.21	Diagnostic d'un défaut de roulement de type BPFO par une analyse fréquentielle	37

1.22	Modélisation de la fatigue du contact : (a) Modèle de roulement à bille et chargement imposé - (b) Comparaison des contraintes équivalentes de von Mises obtenues par discrétisation éléments finis et Voronoi [El Laithy 2019]	40
1.23	Modélisation sur une portion de piste des effets de concentration de contraintes induit par écaillage : (a) Écaillage de la piste de roulement - (b) Modèle éléments finis réduit - (c) Contraintes de von Mises générées lors du passage de la bille sur la zone écaillée [Toumi 2018]	40
1.24	Effet du chargement axial dans un roulement à billes à contact oblique : (a) roulement non chargée - (b) roulement chargée [Kerst 2018]	41
1.25	Évaluation de la taille d'un défaut de type écaillage dans un roulement à contact radial par le biais d'une modélisation multicorps [Kogan 2017]	42
1.26	(a) Banc d'essai pour le monitoring des roulements par la mesure électrique - (b) Plan de coupe du dispositif expérimental et principe de la mesure électrique [SIGNATELEC 2015, EROLLING 2017]	44
1.27	(a) Signal temporel de la résistance électrique relevée sur un roulement avec un défaut sur la bague extérieure - (b) Spectre fréquentiel du signal temporel révélant le défaut de type BPFO [Machado 2015a]	44
1.28	(a) Roulement à billes à contact oblique 7208 - (b) Modèle discret 2D équivalent [Bourbatache 2013b]	45
1.29	(a) Interface multi-contact bille/piste de roulement - (b) Champs de contraintes dans le roulement à bagues déformables monté sur un palier déformable [Machado 2015a]	46
2.1	Courbes CPU- N_p avec et sans optimisation de l'algorithme de détection des contacts [Fortin 2005]	50
2.2	Détection des contacts en utilisant : (a) la méthode des grilles - (b) la méthode "halo"	50
2.3	Contact entre deux particules avec interpénétration	51
2.4	Projection de l'effort de contact selon la direction normale et tangentielle	52
2.5	(a) Modèle analogique pour la modélisation de l'effort de contact - (b) Cône de Coulomb	52
2.6	Loi de contact élastique linéaire : (a) normale - (b) tangentielle	53
2.7	Contact ponctuel hertzien	55
2.8	Forces normales de contact obtenues avec les modèles linéique et ponctuel pour un contact hertzien	56
2.9	Contact elliptique hertzien	56
2.10	Définition des rayons de courbures : (a) contact bille/piste extérieure - (b) contact bille/piste intérieure	57

2.11	Intégrales elliptiques $\overline{\mathcal{F}}$ et $\overline{\mathcal{E}}$ (resp. de 1 ^r et 2 ^e type) et paramètre d'ellipticité en fonction du ratio α	59
2.12	Représentation schématique de la formation d'un film fluide à l'interface de contact bille/piste de roulement en régime EHD	60
2.13	Efforts et moments agissant sur la particule Ω_i	62
2.14	Roulements à billes : (a) modèle SKF 6208 à contact radial - (b) modèle SKF 7208 à contact oblique	63
2.15	Modèles discrets 3D des roulements à billes : (a) SKF 6208 à contact radial - (b) SKF 7208 à contact oblique	64
2.16	Éléments constitutifs du roulement (éléments roulants, cage, pistes de roulement) : (a) 6208 à contact radial - (b) 7208 à contact oblique	65
2.17	Vues éclatées des modèles discrets 3D des roulements à billes : (a) SKF 6208 à contact radial - (b) SKF 7208 à contact oblique	65
2.18	Modélisation des interactions de contact dans le roulement	66
2.19	Exemples d'applications simulées avec le logiciel MULTICOR3D	67
2.20	Architecture du module "Fiabilité des équipements" du code de calcul MULTICOR3D	68
3.1	Paramètres géométriques : roulement à billes à contact radial 6208	72
3.2	Angle de contact libre et jeu axial libre : (a) schématisation géométrique - (b) abaque angle de contact libre α° et jeu axial libre P_e	74
3.3	Paramètre de courbure B pour trois configurations ($B_1 < B_2 < B_3$)	74
3.4	Roulement à billes 6208 sous chargement radial et indicateurs mécaniques de chargement normal Q_ψ et d'enfoncement normal δ_ψ	75
3.5	Intégrale radiale en fonction du paramètre de charge	77
3.6	Distribution du chargement Q_ψ et de l'enfoncement δ_ψ pour trois états mécaniques (avec jeu (a), à jeu nul (b) et préchargé (c))	78
3.7	Influence de la conformité sur la distribution de chargement Q_ψ et de l'enfoncement δ_ψ	80
3.8	Relation entre δ_{max} et \tilde{K}_n	81
3.9	Contacts elliptiques élément roulant/pistes de roulement	81
3.10	Pression de contact maximale supportée par les pistes de roulement intérieure et extérieure	83
3.11	Sensibilité de la pression de Hertz P_{max} aux paramètres de charge ε (a) et de courbure B (b)	83
3.12	Corrélation entre la pression de Hertz P_{max} et l'ellipticité $\bar{\kappa}$	84
3.13	(a) Roulement à contact oblique 7208 - (b) Déplacement axial δ_a	85
3.14	Variation de la constante K et de l'angle de contact α en fonction du paramètre de courbure B	86
3.15	(a) Distribution du chargement radial - (b) Déplacement axial δ_a	87
3.16	Variations des intégrales radiale et axiale, et du paramètre de charge en fonction du chargement imposé	89
3.17	(a) Distribution du chargement normale - (b) Distribution de la déformation normale ($J_d = 0$)	90

3.18 (a) Distribution du chargement normale - (b) Distribution de la déformation normale ($B = 0.04$)	91
4.1 Pilotage en vitesse angulaire de la bague intérieure	94
4.2 Pilotage en vitesse angulaire de la bague intérieure et grandeurs cinématiques et dynamiques	95
4.3 Pilotage en vitesse de la bague intérieure et vitesse angulaire de l'élément roulant (roulements 6208 et 7208)	97
4.4 Identification des fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact radial 6208 : (a) BPFI, (b) BPFO, (c) BSF, (d) FTF	99
4.5 Identification des fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact oblique 7208 : (a) BPFI, (b) BPFO, (c) BSF, (d) FTF	100
4.6 Axe de rotation propre d'une bille effectuant un mouvement de roulement et de pivotement	101
4.7 Rapports des vitesses angulaires de pivotement et de roulement : (a) $F_a = 3000 N$ - (b) $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$	103
4.8 Angles de contact : (a) $F_a = 3000 N$ - (b) $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$	104
4.9 Angles d'inclinaison et gyroscopique : (a) $F_a = 3000 N$ - (b) $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$	105
4.10 Force centrifuge et moment gyroscopique : (a) roulement 6208 - (b) roulement 7208	106
4.11 (a) Force centrifuge dans le roulement 6208 sous chargement radial $F_r = 5000 N$ et jeu nul ($\varepsilon = 0.5$) en fonction de ω_{arbre} - (b) Influence de la précharge ε sur la force centrifuge pour $F_r = 5000 N$ et $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$	107
4.12 Vitesse linéaire d'un élément roulant en phase de démarrage, stationnaire et d'arrêt	108
4.13 Vitesses angulaires de l'arbre et d'un élément roulant au cours d'un cycle démarrage-régime stationnaire-arrêt	110
4.14 Vitesses angulaires : (a) phase de démarrage - (b) phase d'arrêt	111
4.15 Vitesses angulaires : (a) phase de démarrage - (b) phase d'arrêt	111
4.16 Force centrifuge et moment gyroscopique agissant sur un élément roulant ($F_a = 5000 N$, $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$, $\frac{J_d}{D} = 0$)	112
4.17 (a) Moments gyroscopiques et (b) angles d'inclinaison simulés et théoriques en fonction de ω_{arbre} ($F_a = 5000 N$, $\frac{J_d}{D} = 0$)	113
4.18 (a) Angle d'inclinaison β - (b) Angle de contact intérieur bille/piste de roulement en fonction de ω_{arbre} pour différentes valeurs de $\frac{J_d}{D}$	114
4.19 Comparaison des moments gyroscopiques pour différentes valeurs du jeu diamétral	114
5.1 (a) Représentation schématique de la courbe de Stribeck : corrélation entre coefficient de frottement, épaisseur de film fluide et paramètre fluide sans dimension (paramètre de Tallian) - (b) Types d'amortissements au contact en fonction du paramètre fluide	119

5.2	Pilotage de la bague intérieure en vitesse	120
5.3	Évolution de h_{min}^i au contact élément roulant/piste intérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)	121
5.4	Évolution de Λ_f^i au contact élément roulant/piste intérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)	122
5.5	Évolution de h_{min}^o au contact élément roulant/piste extérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)	123
5.6	Évolution de Λ_f^o au contact élément roulant/piste extérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)	124
5.7	Régimes de lubrification dans le roulement : (a) mixte et HD (contact intérieur) - (b) HD (contact extérieur)	125
5.8	Corrélation entre régimes de lubrification (a) et coefficient d'amortissement normal (b)	125
5.9	Épaisseur minimale de film fluide fonction de ω_{arbre} : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure	126
5.10	Paramètre fluide fonction de ω_{arbre} : (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure	127
5.11	Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et la vitesse angulaire de l'arbre	128
5.12	Épaisseur minimale de film fluide fonction de F_r : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure	129
5.13	Paramètre fluide fonction de F_r : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure	130
5.14	Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et le chargement radial	130
5.15	Paramètre fluide fonction de $\frac{J_d}{D_b}$: (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure	131
5.16	Paramètre fluide fonction de $f_{i,o}$: (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure	133
5.17	Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et la conformité des pistes de roulement	133
5.18	Paramètre fluide fonction du rapport τ : (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure	135
5.19	Effet du rapport τ sur le paramètre fluide Λ_f^i aux extrémités de la zone chargée	136
5.20	(a) Épaisseurs centrale et minimale du lubrifiant - (b) Représentation schématique d'un condensateur à armatures métalliques parallèles	137
5.21	(a) Constante diélectrique en fonction de la pression de Hertz pour deux types de lubrifiants - (b) Pressions de Hertz s'exerçant sur les pistes intérieure et extérieure fonction de l'angle azimut ψ	139

5.22	Représentation schématique du circuit capacitif équivalent du roulement à billes 6208	140
5.23	Capacités C_{Hertz}^i et C_{Hertz}^o en série à l'échelle de l'élément roulant . .	142
5.24	(a) Capacitance équivalente $C_{Hertz}^{i,o}$ dans la zone chargée - (b) Comparaison entre les capacités simulées et mesurées à $\psi = 0^\circ$.	142
5.25	Capacitance équivalente $C_{Hertz}^{i,o}$ dans la zone chargée en fonction du jeu diamétral J_d	143
5.26	(a) Dépendance de l'épaisseur h_{min} à la vitesse de roulement U_r - (b) Variation de la capacitance équivalente $C_{roulement}$ en fonction de U_r	144
5.27	Variation de la capacitance équivalente $C_{roulement}$ en fonction de la vitesse de roulement U_r : (a) huile minérale - (b) huile de synthèse PAO4 VG48	145
5.28	Variation du rapport $C_{roulement}/\varepsilon_r$ en fonction de h_{min}^i	146
5.29	(a) Paramètre fluide fonction de la vitesse de roulement - (b) Paramètre fluide fonction de la capacitance équivalente du roulement	147

Liste des tableaux

1.1	Facteurs correctifs de la fiabilité	20
1.2	Défauts de roulement	24
1.3	Différentes techniques d'analyse pour la surveillance des machines tournantes [Chapelot 2003]	28
2.1	Caractéristiques géométriques des roulements SKF 6208 et SKF 7208	64
3.1	Paramètre de charge ε , jeu diamétral J_d et angle limite ψ_l	76
3.2	Indicateurs des trois états mécaniques simulés ($B = 0.04$)	79
3.3	Encadrements de la zone chargée pour les trois états mécaniques	79
3.4	Valeurs numériques du chargement Q_{max} et de l'enfoncement δ_{max} à $\psi = 0$	79
3.5	Paramètre de courbure B et ellipticité $\bar{\kappa}$	84
3.6	Constante de déflexion axiale K	87
3.7	Paramètres géométriques et mécaniques pour différentes valeurs du paramètre de courbure B	91
3.8	Paramètres géométriques et mécaniques en fonction du jeu diamétral J_d	92
4.1	Paramètres et vitesses de rotation angulaires des éléments roulants	96
4.2	Fréquences caractéristiques associées aux principaux défauts de roulement	98
4.3	Fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact radial 6208	99
4.4	Fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact oblique 7208	101
4.5	Angles et efforts de contact projetés	109
4.6	Forces centrifuges et résultantes axiales	109
5.1	Caractéristiques du contact élément roulant/piste de roulement en fonction du régime de lubrification	119
5.2	Ajustement logarithmique de la fonction en loi de puissance $\Lambda_f(\omega_{arbre})$	128
5.3	Ajustement logarithmique de la fonction $\Lambda_f(F_r)$	129
5.4	Conformités des pistes et ellipticités associées	132
5.5	Coefficients directeurs des ajustements réalisés sur le paramètre fluide Λ_f^o	134
5.6	Propriétés des lubrifiants	139

Nomenclature

α	Angle de contact	[rad]
α°	Angle de contact libre	[rad]
α_i	Angle de contact intérieur	[rad]
α_o	Angle de contact extérieur	[rad]
β	Angle de tangage (<i>pitch angle</i>)	[rad]
β	La polarisabilité moléculaire du fluide	[C ² .m ² J ⁻¹]
β	Masse molaire	[kg.mol ⁻¹]
β'	Angle de lacet (<i>roll angle</i>)	[rad]
\mathcal{E}	Intégrale elliptique du second ordre	[-]
\mathcal{F}	Intégrale elliptique du premier ordre	[-]
δ_ψ	Déformation élastique à ψ	[-]
δ_a	Déplacement axial de la bague intérieure	[N]
δ_n	Interpénétration normale	[m]
δ_r	Déplacement vertical de la bague intérieure	[rad]
Δ_t	Pas de temps de calcul	[s]
Δ_{crit}^c	Pas de temps de calcul critique	[s]
δ_{max}	Déformation élastique maximal	[-]
δ_{max}	Déformation élastique à $\psi = 0$	[-]
η	Viscosité dynamique du fluide	[N.s.m ⁻²]
γ	Coefficient hystérétique	[s.m ⁻¹]
κ	Ellipticité du contact	[-]
Λ_f	Paramètre fluide	[-]
ν	Coefficient de Poisson	[-]
ω_{arbre}	Vitesse angulaire de l'arbre	[rad.s ⁻¹]
ω_{bille}	Vitesse angulaire de la bille	[rad.s ⁻¹]
$\omega_{orbitale}$	Vitesse angulaire orbitale de la bille	[rad.s ⁻¹]
$\bar{\mathcal{E}}$	Approximation de \mathcal{E}	[-]
$\bar{\mathcal{F}}$	Approximation de \mathcal{F}	[-]

$\bar{\kappa}$	Approximation de l'ellipticité du contact	[-]
\vec{F}_n	Composante normale de l'interaction \vec{F}_{ij}	[N]
\vec{F}_t	Composante tangentielle de l'interaction \vec{F}_{ij}	[N]
\vec{F}_{ij}	Interaction de contact entre les particules Ω_i et Ω_j	[N]
ψ	Position angulaire de la bille	[rad]
ψ_l	Angle délimitant la zone chargée	[rad]
ρ	Densité du fluide	[-]
ρ_0	Densité du fluide à la pression ambiante	[-]
τ	Paramètre d'ajustement des coefficients $C_{n,t}$	[-]
ε	Paramètre de charge	[-]
ε_0	Permittivité électrique du vide	[F.m ⁻¹]
ε_r	Constante diélectrique du fluide	[F.m ⁻¹]
\vec{n}	Vecteur unitaire normal au plan de contact	[-]
\vec{t}	Vecteur unitaire tangentiel au plan de contact	[-]
ζ	Tolérance pour la détection du contact	[-]
a	Demi-axe majeur de l'aire de contact elliptique	[m]
a	Demi-axes majeur de l'ellipse de contact	[-]
a_i	Rayon de la particule Ω_i	[m]
a_j	Rayon de la particule Ω_j	[m]
A_{Hertz}	Aire de contact de Hertz	[m ²]
B	Paramètre de courbure	[-]
b	Demi-axes mineur de l'ellipse de contact	[-]
C_n	Coefficient d'amortissement normal	[N.s.m ⁻¹]
C_t	Coefficient d'amortissement tangentiel	[N.s.m ⁻¹]
C_{fluide}	Coefficient d'amortissement fluide	[N.s.m ⁻¹]
C_{Hertz}	Capacitance électrique du contact lubrifié	[F]
C_{hyst}	Coefficient d'amortissement hystérétique	[N.s.m ⁻¹]
$C_{roulement}$	Capacitance électrique du roulement	[F]
D_b	Diamètre de la bille (élément roulant)	[m]
d_i	Diamètre de la piste intérieure de roulement	[m]

d_m	Diamètre moyen	[m]
E	Module de Young	[$N.m^{-2}$]
E_{eff}	Module d'élasticité effectif	[$N.m^{-2}$]
F_a	Force axiale	[N]
F_r	Chargement radial	[N]
f_{BPFI}	Fréquence d'un défaut de type piste intérieure	[Hz]
f_{BPFO}	Fréquence d'un défaut de type piste extérieure	[Hz]
f_{BSF}	Fréquence d'un défaut de type bille	[Hz]
f_{FTF}	Fréquence d'un défaut de type cage	[Hz]
$f_{i,o}$	Conformités intérieure/extérieure des pistes	[-]
G	Module de cisaillement (ou de Coulomb)	[$N.m^{-2}$]
h_c	Épaisseur centrale du film fluide	[m^2]
h_{min}	Épaisseur minimale du film fluide	[m]
$I_r(\varepsilon)$	Intégrale radiale	[-]
J_a	Jeu axial	[m]
J_d	Jeu diamétral	[m]
K	Constante de déflexion axiale	[$N.m^{-2}$]
K_n	Raideur normale du contact	[$N.m^{-1}$]
K_t	Raideur tangentielle du contact	[$N.m^{-1}$]
M_g	Moment gyroscopique	[$N.m$]
m_i	Masse de la particule Ω_i	[kg]
m_j	Masse de la particule Ω_j	[kg]
m_{ij}	Masse réduite des particules Ω_i et Ω_j en contact	[kg]
N_A	Nombre d'Avogadro	[mol^{-1}]
N_{bille}	Vitesse angulaire de la bille	[$tr.min^{-1}$]
$N_{orbital}$	Vitesse orbitale de la bille	[$tr.min^{-1}$]
P_{max}, P_{Hertz}	Pression maximale de Hertz	[Pa]
Q_ψ	Chargement radial à ψ	[rad]
Q_{max}	Chargement radial maximal à $\psi = 0$	[rad]
$R_c^{i,o}, R_{2x}$	Rayon de la piste int/ext selon la direction X	[m]
$R_c^{i,o}, R_{2y}$	Rayon de la piste int/ext selon la direction Y	[m]

R_b, R_{ix}, R_{iy}	Rayon de la bille (élément roulant)	[m]
R_z	Rayon de l'élément cage	[m]
R_{eff}	Rayon effectif des particules en contact	[m]
Ra_b, Ra_p	Rugosités moyennes de la bille et de la piste	[m]
SR_i	Rapport des vitesses pivotement/roulement intérieur	[-]
SR_o	Rapport des vitesses pivotement/roulement extérieur	[-]
T	Période des rampes de démarrage et d'arrêt	[s]
U_r	Vitesse de roulement de la bille	[$m.s^{-1}$]
Z	Nombre d'éléments roulant et de la cage	[-]

Introduction

Contexte de la thèse

Les équipements tournants utilisés dans différents secteurs de l'industrie (transport, énergie, sidérurgie, agroalimentaire, manutention, etc.) sont soumis à des sollicitations mécaniques et environnementales sévères, qui affectent la fiabilité des organes de transmission en rotation. Utilisés comme moyen de guidage, au niveau des paliers supportant l'arbre en rotation, les roulements font régulièrement l'objet d'une dégradation prématurée en raison des conditions de service et défauts non diagnostiqués à temps. Des opérations de maintenance préventive, au coût humain et matériel assez élevé, doivent donc être périodiquement planifiées pour vérifier l'état des roulements, faute de quoi la fiabilité des équipements n'est plus garantie.

C'est dans ce contexte que l'équipe Mécanique et Ingénierie des Matériaux (MIM) du Laboratoire des Technologies Innovantes¹ a développé, il y a environ 10 ans, une thématique de recherche dédiée à l'exploitation de la mesure électrique obtenue à l'échelle de l'interface de contact, dans le cadre de plusieurs applications industrielles. Depuis la fin du 19^e siècle, grâce aux travaux d'Édouard Branly² sur le transfert électrique dans les systèmes multi-contacts, dont les conclusions sur la chute brutale de la résistance électrique équivalente d'un milieu granulaire métallique ont permis d'expliquer l'origine des ondes électromagnétiques, il est admis que la signature électrique de l'interface de contact est une source d'informations (d'une grande richesse d'un point de vue physique) sur l'état du contact. Dans l'idée de tirer bénéfice de cette spécificité qui caractérise particulièrement la signature électrique, que l'équipe MIM a mis en place une stratégie de recherche, combinant expérience et modélisation numérique, afin de développer et déployer des techniques de diagnostic fondées sur la signature électrique de l'interface de contact.

Dans un premier temps, les travaux qui ont donné lieu à un transfert technologique vers l'industrie, en lien avec l'usinage grande vitesse (UGV) dans le secteur automobile, ont porté sur la problématique de l'accostage outil de coupe/pièce lors de la reprise des opérations d'usinage. Le procédé technologique mis au point basé sur la mesure de l'impédance a permis d'améliorer la finition des pièces usinées et de minimiser le nombre de pièces rebutées. Dans un second temps, l'intérêt s'est porté sur le transfert électrique

1. UR UPJV - 3899

2. Désiré Eugène Édouard Branly (né à Amiens en 1844) physicien et médecin français.

dans les systèmes multi-contacts tels que les milieux granulaires, les roulements, et plus largement, sur les interfaces de contact avec des applications sur le captage du courant électrique et le shuntage du circuit de voie (essieu/rails). La dynamique de recherche mise en place a créé un écosystème (recherche académique et milieu industriel) qui a donné lieu à plusieurs thèses de doctorat et stages post-doctoraux dans le cadre de contrats de recherche publics et privés [ACCOST-UGV 2012, SIGNATELEC 2015, EROLLING 2017].

Concernant la surveillance des machines tournantes, l'équipe MIM a développé plusieurs bancs d'essais dédiés au diagnostic de l'état des roulements au travers de la mesure électrique courant-tension. Les campagnes d'essais réalisées sur ces bancs ont clairement établi l'intérêt de la surveillance électrique pour contrôler l'état mécanique du roulement et son régime de lubrification. Le transfert technologique du dispositif de mesure, validé sur banc d'essais, a permis l'implémentation de la technique de monitoring électrique (courant-tension) sur une électro-broche équipée de roulements.

Sur le plan de la modélisation numérique, les travaux de thèse et post-doctoraux réalisés dans le cadre des différents projets, ont fortement contribué au développement de modèles physiques et outils numériques pour la simulation et le monitoring numérique des roulements en service. Considérée comme une alternative à la Méthode des Éléments Finis et l'approche multicorps, la Méthode des Éléments Discrets a permis de proposer une modélisation originale des roulements à travers le développement d'un jumeau numérique en 2D. Sous chargement dynamique, ce jumeau numérique permet de décrire le comportement du roulement par le biais d'une description qui prend en compte la globalité de ses composants. Cet outil est capable de fournir des indicateurs mécaniques et physiques pertinents, tels que le paramètre de charge, la distribution des efforts, l'enfoncement au contact, le régime de lubrification, voire, la signature multiphysique corrélée à l'état tribologique de l'interface de contact.

Les développements numériques antérieurs représentent ainsi le point de départ de ce travail de thèse ayant pour objectif de dépasser les limitations des modèles discrets existants, particulièrement une description bidimensionnelle du roulement. Il s'agit, par conséquent, de mettre au point un modèle tridimensionnel de roulement à billes dont les principales originalités sont :

1. une formulation basée sur la Méthode des Éléments Discrets (MED),
2. une description intégrant la totalité des composants du roulement (bagues de roulement intérieure et extérieure, éléments roulants et cage),
3. une conception vérifiant l'ensemble des critères de conformité et indicateurs standards en quasi-statique et en dynamique,
4. une modélisation de la réponse dynamique en conditions Élasto-Hydro-Dynamiques, et identification du régime de lubrification *via* une formulation

mutliphysique, couplant propriétés rhéologiques et diélectriques du lubrifiant.

Plan de la thèse

Le manuscrit de la thèse débute par un état des lieux (chapitre 1) articulé sur plusieurs aspects (surveillance, modélisation, simulation) avec le roulement comme élément pivot. Tout d'abord, un constat sur l'importance de la maintenance industrielle et son impact dans le processus de production. Les défaillances enregistrées sur les équipements tournants, en particulier celles ayant pour origine les roulements sont discutées par rapport au reste des pannes et à leur poids économique. Une synthèse des principales avaries observées sur les roulements est rappelée, suivie des techniques de surveillance mises en place pour leur détection. Enfin, les modèles analytiques et numériques développés spécifiquement pour étudier les roulements en quasi-statique, quasi-dynamique et dynamique sont présentés et discutés en termes d'apports et de limitations. Dans la suite, la modélisation tridimensionnelle des roulements à billes SKF 6208 à contact radiale et SKF 7208 à contact oblique par la MED est introduite (chapitre 2). La présentation des modèles discrets de roulements est précédée de la mise en œuvre de la MED d'une manière générale, et d'une description détaillée de la formulation hertzienne du contact elliptique en régime élastohydrodynamique. L'implémentation des modèles discrets (6208 et 7208) dans l'outil numérique de simulation MULTICOR3D est également abordée en expliquant les principales étapes de calcul. La validation des modèles mis au point est par la suite développée. Dans un premier temps (chapitre 3), il s'agit d'une validation en quasi-statique s'appuyant sur des indicateurs standards, en termes de répartition du chargement, de rigidité de contact, de pression de contact, d'enfoncement et de conformité. Dans un second temps, (chapitre 4), le comportement dynamique des modèles discrets de roulements est simulé sous des conditions de pilotage cinématique et de chargement mécanique variables. Les fréquences caractéristiques des roulements 6208 et 7208 sont identifiées et validées. Les grandeurs dynamiques, comme la force centrifuge et moment gyroscopique, sont analysées par rapport aux conditions de service imposées. Tout au long de cette étude dynamique, les simulations numériques sont confrontées aux résultats analytiques pris comme référence. Enfin, le dernier volet de la thèse (chapitre 5) est consacré à la modélisation multiphysique du comportement des roulements 6208 et 7208, couplant rhéologie du lubrifiant et formulation capacitive. D'abord, une analyse paramétrique est menée pour mettre en exergue l'influence des conditions de pilotage et paramètres géométriques sur la nature du régime de lubrification. Après cette analyse, s'est ensuivi une modélisation capacitive du contact lubrifié qui tient compte des propriétés rhéologiques et diélectriques du lubrifiant. Les résultats numériques fournis par le modèle discret de roulement à billes 6208 ont démontré que la capacitance électrique du roulement est un indicateur pertinent pour l'identification du

régime de lubrification. La capacitance équivalente du roulement 6208 simulée dans les mêmes conditions qu'une étude expérimentale issue de la littérature, est en bon accord avec le signature capacitive du contact lubrifié identifiée expérimentalement. Cette comparaison simulation/expérience vient confirmer la fiabilité de l'outil numérique mis au point, dans la prédiction du régime de lubrification des roulements à billes en conditions de service.

État de l'art

Sommaire

1.1 Introduction	9
1.2 Généralités sur les roulements	10
1.2.1 Historique	10
1.2.2 Définition du roulement	11
1.2.3 Conception du roulement et types de roulements	12
1.2.4 Principe de fonctionnement du roulement et régimes de lubrification	15
1.2.5 Durée de vie des roulements	18
1.2.6 Défauts de roulement	20
1.3 Méthodes de surveillance	25
1.3.1 Stratégies de maintenance	26
1.3.2 Méthodes de diagnostic des défauts	27
1.3.3 Techniques d'analyse des défauts	35
1.4 État des lieux sur la modélisation et la simulation des roulements	38
1.4.1 Modélisation par éléments finis	39
1.4.2 Modélisation analytique	40
1.4.3 Modélisation multicorps	42
1.4.4 Modélisation par éléments discrets	43
1.5 Conclusion	46

1.1 Introduction

En raison d'un besoin en constante croissance, en produits manufacturés, destinés à la consommation quotidienne, la fiabilité des équipements industriels représente *de facto* un enjeu économique majeur, car elle garantit la continuité de la production et le renouvellement des stocks. Pour satisfaire cette forte demande du marché, ces équipements sont soumis à des cadences de production de plus en plus soutenues, occasionnant souvent leur dégradation prématurée ce qui entraîne, sinon leur mise à l'arrêt pour une durée indéterminée, du moins des opérations de maintenance répétées et coûteuses. La dégradation des équipements industriels a bien sûr des conséquences néfastes pouvant conduire jusqu'à mettre en péril la pérennité économique des entreprises. Les avaries machines trouvent souvent leur source au niveau des composants de guidage et de transmission. Le

roulement est de loin le composant le plus souvent incriminé dans les défaillances diagnostiquées sur les équipements industriels. Il est à l'origine de 40 à 50% des défaillances et pannes des machines tournantes [Thorsen 1999, Stack 2004, Tavner 2008, Penrose 2012, Trajin 2009, Sapietová 2016]. Des opérations de maintenances préventives, aux coûts humains et matériels trop élevés, doivent donc être périodiquement planifiées pour diagnostiquer l'état des roulements, faute de quoi la fiabilité des équipements n'est plus garantie. À titre d'exemple, le poids économique mondial de la maintenance dans le secteur de l'éolien est estimé à 7 milliards d'euros avec une augmentation de 11% par an jusqu'en 2025 [Power 2018]. La fiabilité des roulements concentre, par conséquent, l'attention des fabricants, industriels et chercheurs. Qualifiés de systèmes multi-contacts, les roulements sont capables de supporter des efforts de forte intensité, qui agissent de manière cyclique et qui sont souvent combinés. La modélisation des roulements en conditions de fonctionnement s'appuie généralement sur des outils de simulation numérique pour déterminer les grandeurs mécaniques et physiques, identifier le régime de lubrification, prédire la durée de vie ou encore décrire les mécanismes d'usure. La modélisation numérique des roulements revêt donc un grand intérêt car elle permet de fournir une réponse dynamique du roulement sous sollicitations mécaniques en régime élastohydrodynamique [Chevalier 1998, Xu 2012, Guessasma 2018, Chen 2022b], et de décrire les mécanismes tribologiques et d'usure, activés à l'interface de contact et en sous couches [Evans 2012, Bruce 2015, Santos 2020]. Enfin, la simulation numérique des roulements est d'autant plus utile qu'elle est complémentaire aux formulations analytiques, et études expérimentales, lesquelles peuvent être parfois confrontées aux limites, soit des modèles théoriques, soit des équipements de mesures disponibles de nos jours.

1.2 Généralités sur les roulements

1.2.1 Historique

L'idée de tirer profit du contact roulant pour transporter de lourdes charges a été pensée pour la première fois en Égypte antique, pour déplacer de gros blocs en pierre en se servant de rondins de bois. Plusieurs siècles plus tard, précisément au 15^e siècle, Léonard de Vinci, toujours dans l'idée de réduire le frottement au contact, a imaginé et conçu la forme contemporaine des roulements (Fig. 1.1), en intercalant des billes entre deux armatures concentriques pour permettre la rotation de l'une par rapport à l'autre.

Ce n'est qu'au 18^e siècle que le premier roulement a été usiné, coïncidant avec les travaux en tribologie de Charles-Augustin Coulomb qui l'ont conduit à la définition des lois fondamentales sur le contact frottant. Au tout début du 20^e siècle, grâce à un ingénieur suédois, Sven Wingquist, le roulement à billes a, pour la première fois, équipé des machines utilisées à l'époque pour la confection de

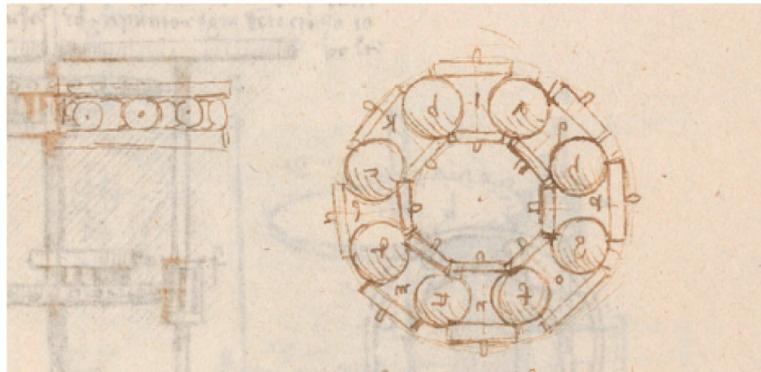


FIGURE 1.1 – C. Madrid I. f. 20v (BNE). Copyright Biblioteca Nacional de España [Betancourt-Parra 2021]

textile.

1.2.2 Définition du roulement

Utilisé dans les équipements industriels et autres, le roulement est un composant conçu pour assurer le guidage en rotation de l'arbre par rapport à son logement, supporter des efforts importants et diminuer le frottement. Dans le cas du roulement à billes, les éléments qui le constituent sont : la bague intérieure (piste intérieure), la bague extérieure (piste extérieure), les billes (éléments roulants) et la cage (Fig. 1.2). Les billes sont le plus souvent en acier traité. La cage assure le maintien des billes en position les unes par rapport aux autres et entre les deux bagues. La cage peut-être en métal, en matière plastique ou en composite. Les surfaces sur lesquelles les billes sont en contact sont appelées *pistes de roulement* ou *chemin de roulement*. En faisant tourner l'une des deux bagues, les billes doivent rouler (sans glisser) sur les deux pistes de roulement.

En conditions de pilotage réelles, et pour assurer un fonctionnement optimal, le roulement est lubrifié, soit avec une graisse, soit avec une huile (minérale ou de synthèse), pour diminuer les frottements et l'usure des composants. Le roulement peut aussi être équipé de joints pour assurer son étanchéité, retenir le lubrifiant et empêcher l'entrée de poussières ou d'impuretés. Il existe des roulements de différents types capables de supporter des chargements extrêmes dans des environnements agressifs en fonction de ses caractéristiques.

L'une des fonctions essentielles du roulement est de supporter le chargement qui lui est imposé. Il existe 2 types de chargement : radial et axial. Le chargement radial est appliqué perpendiculairement à l'axe du roulement, tandis que le chargement axial est dirigé selon l'axe du roulement. Le chargement peut aussi être combiné, associant les deux types de chargement (radial et axial). On peut donc classer les roulements en 2 catégories : roulements radiaux ou portants

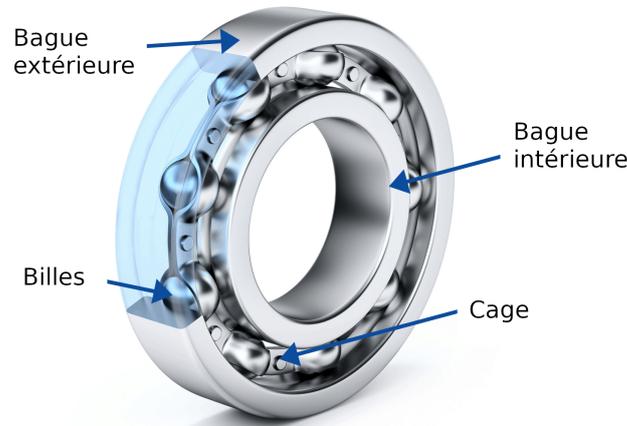


FIGURE 1.2 – Parties constitutives d'un roulement à billes

ne supportant que le chargement radial, et roulements axiaux ou butées ne supportant que le chargement axial. Les roulements supportant la combinaison des deux chargements sont qualifiés d'obliques.

1.2.3 Conception du roulement et types de roulements

Les roulements sont conçus pour favoriser le contact roulant afin de minimiser le glissement. Dans le cas des roulements à billes, les rayons de courbure des pistes de roulement sont définies de façon à se rapprocher du contact ponctuel, en maintenant des pressions modérées au contact. Une représentation d'un roulement à contact radial (Fig. 1.3) introduit la définition dimensionnelle du roulement et jeux fonctionnels. La capacité d'un roulement à supporter des charges dépend en partie du rapport entre les rayons de courbure des pistes de roulement dans la direction transverse à la rotation $R_{i,o}^c$ (Fig. 1.3(a)) par le rayon d'un élément roulant R_b . La conformité des pistes de roulement $f_{i,o}$, intérieure ou extérieure, est défini par le rapport (1.1) :

$$f_{i,o} = \frac{R_{i,o}^c}{2R_b} \quad (1.1)$$

Si le rayon de courbure de la piste et celui de l'élément roulant sont égaux, la conformité vaut 0.5, il s'agit dans ce cas d'une conformité parfaite. Néanmoins, une conformité de 0.5 induit beaucoup de frottement (génération de chaleur) ainsi qu'une pression de contact trop élevée. Par ailleurs, si le rayon de courbure de la piste de roulement est trop évasé, les frottements sont certes réduits, mais en même temps, cela génère dans le roulement de fortes contraintes. En pratique, les conformités se situent dans l'intervalle [0.51, 0.54]. Même si les conformités des deux pistes peuvent être identiques, les fabricants de roulements optent pour une conformité extérieure f_o légèrement supérieure à la conformité intérieure f_i .

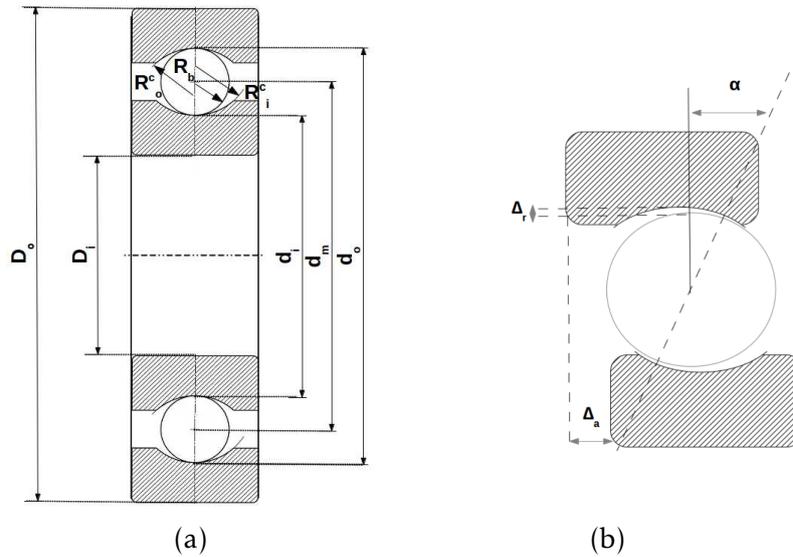


FIGURE 1.3 – (a) Définition d'un roulement à billes - (b) Jeux internes et angle de contact

Les roulements sont fabriqués avec jeux internes pour les mêmes raisons que les conformités doivent être > 0.5 , à savoir réduire au maximum le frottement dans le roulement (Fig. 1.3(b)). Les deux principaux jeux dans le roulement sont : le jeu radial, Δ_r , autorisant le déplacement relatif d'une bague par rapport à l'autre radialement, et le jeu axial, Δ_a , permettant le déplacement axial maximum d'une bague par rapport à l'autre sous chargement nulle. Ce déplacement relatif entraîne une inclinaison de la ligne de contact d'un angle α° par rapport à la verticale. Sous chargement axial non nul, précisément dans le cas d'un roulement à contact oblique, l'angle de contact α est plus important ($\alpha > \alpha_o$). La valeur de l'angle α dépend bien sûr des niveaux du jeu Δ_r et Δ_a , et de la conformité des pistes de roulement. En fonction du type de roulement, les chargements mécaniques qui lui sont appliqués peuvent être de trois types (Fig. 1.4) :

- chargement radial \vec{F}_r ,
- chargement axial \vec{F}_a ,
- chargement combiné $\vec{F} = \vec{F}_r + \vec{F}_a$.

La géométrie du roulement conditionne la géométrie du contact. Pour supporter différents types de chargements, il existe plusieurs types de roulements classés par catégories. Le choix d'un roulement est principalement guidé par les conditions de service, telles que la vitesse, le chargement, la température, l'humidité, etc, afin de préserver la durée de vie préconisée par le fabricant.

La figure 1.5 classe de manière qualitative les roulements en fonction des chargements à transmettre. Les caractéristiques qui gèrent la capacité de charge d'un roulement sont déduites à partir des propriétés suivantes :

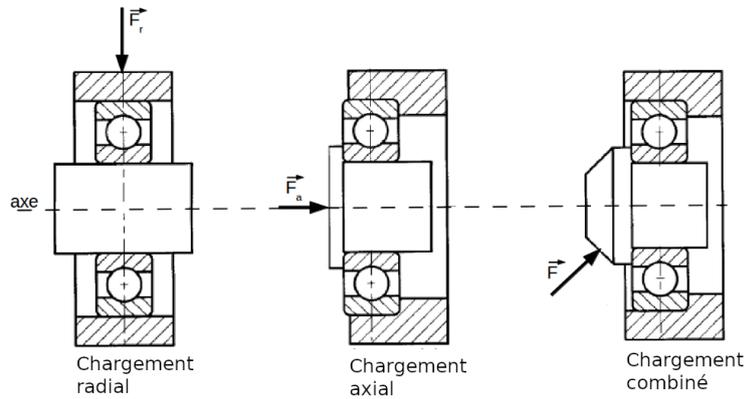


FIGURE 1.4 – Types de chargements : radial, axial et combiné

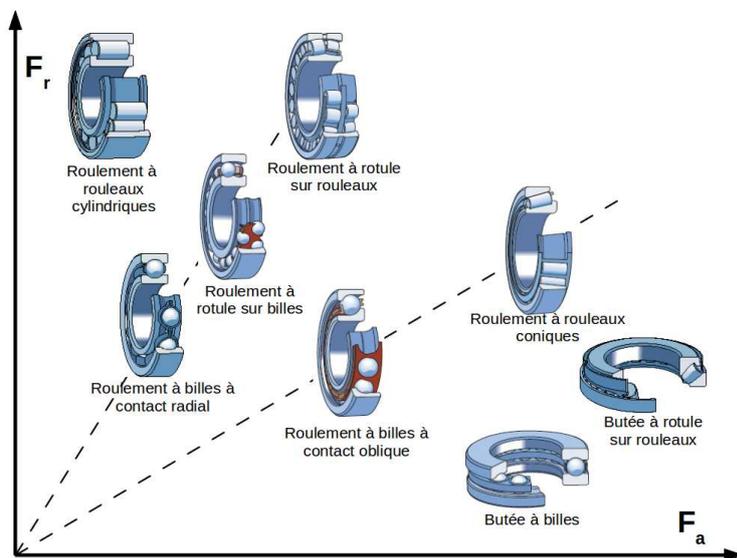


FIGURE 1.5 – Les différentes catégories de roulements [Machado 2015a]

- La forme de l'élément roulant : les billes assurent des contacts avec les pistes de roulement qui sont ponctuels mais qualifiés d'elliptiques. Les billes supportent des charges radiales inférieures comparativement aux rouleaux cylindriques ou coniques qui assurent des contacts linéiques avec les pistes de roulement.
- Le nombre de rangées : la liaison mécanique peut être modifiée, par exemple, le roulement à rotules sur rouleaux supporte un défaut d'alignement et la charge admissible augmente avec le nombre de rangées.
- La forme des bagues gère différentes configurations de chargement : par exemple, le roulement à contact oblique est bien adapté aux chargements combinés alors que les butées sont réservées aux chargements purement axiaux.

La combinaison de ces chargements est à l'origine d'une grande variété de roulements disponibles de nos jours. Cependant, le roulement à billes à contact oblique reste de loin le plus répandu en raison de sa polyvalence.

1.2.4 Principe de fonctionnement du roulement et régimes de lubrification

Le principe d'une machine tournante repose sur deux sous ensembles, respectivement l'arbre et le moyeu, en rotation l'un par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'une liaison pivot. Montés généralement par paire sur deux paliers, la fonction des roulements est, d'une part, d'assurer le guidage en rotation et, d'autre part, de répartir les efforts sur les éléments roulants (Fig. 1.6). L'intensité des efforts de contact supportés par les éléments roulants peut atteindre plusieurs dizaines de kilos newton.

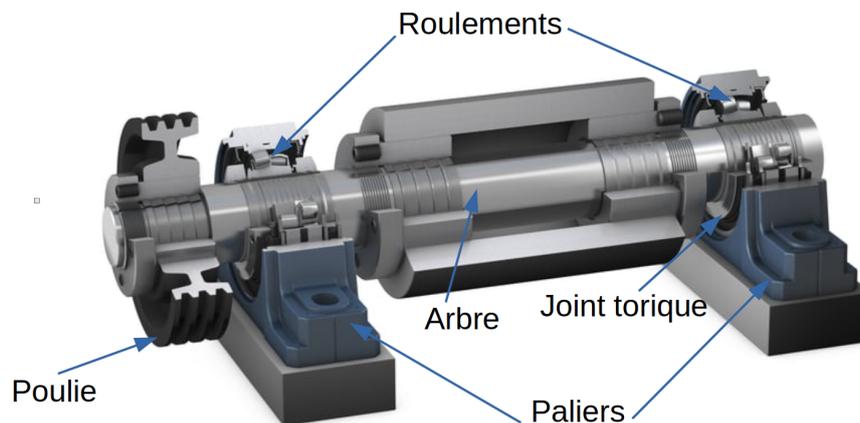


FIGURE 1.6 – Guidage en rotation d'un arbre monté sur deux paliers équipés de roulements

Dans le cas des roulements à billes, l'interface bille/piste de roulement est qualifiée de non conforme en raison de l'ellipticité du contact. Sous chargement, les pressions de Hertz au contact bille/piste de roulement peuvent atteindre les 3 GPa , voire plus. Ces pressions élevées, exercées de manière répétées, provoquent un effet de matage au niveau des pistes de roulement. Dans ces conditions de fonctionnement extrêmes, le roulement est vulnérable et devient donc une source de pannes, si les conditions optimales d'utilisation ne sont pas garanties. Pour assurer de telles conditions, il est primordial que le frottement entre les éléments roulants et les pistes de roulement soit minimum. Par conséquent, l'utilisation d'un lubrifiant est nécessaire pour éviter les risques d'usure prématurée. Par ailleurs, il est recommandé pendant le fonctionnement du roulement que l'épaisseur de film fluide, située à l'interface de contact bille/piste, soit supérieure à $1\ \mu\text{m}$. Plusieurs auteurs pionniers ont contribué à l'élaboration de la théorie de la lubrification dans les composants

mécaniques, et à la compréhension des phénomènes complexes que celle-ci met en jeu [Stribeck 1907, Hersey 1914, Ertel 1939, Grubin 1949, Johnson 1972, Tallian 1972]. Depuis les premiers travaux sur la lubrification des interfaces de contact, le domaine de la tribologie n'a cessé de connaître de nouvelles avancées grâce à une large implication de la part de la communauté scientifique, tant du point de vue expérimental que du point de vue de la modélisation numérique [Hamrock 1982, Greenwood 1999, Prabhakaran Nair 2007, Lu 2006, Masjedi 2015, Mary 2016, Bhasker 2020, Kumar 2021].

Pour différencier les régimes de lubrification au sein du roulement, on se réfère souvent aux travaux de Stribeck [Stribeck 1907], à partir desquels il a établi une corrélation entre le coefficient de frottement, l'épaisseur de film fluide à l'interface de contact et le régime de lubrification (Fig. 1.7). Par ailleurs, Stribeck a montré l'importance de l'évolution du coefficient de frottement dans un roulement en fonction du choix du lubrifiant et de certaines grandeurs à l'interface élément roulant/piste de roulement, comme la pression de contact de Hertz et la vitesse de rotation. Les courbes de Stribeck souvent représentées en échelle logarithmique constituent une analyse tribologique.

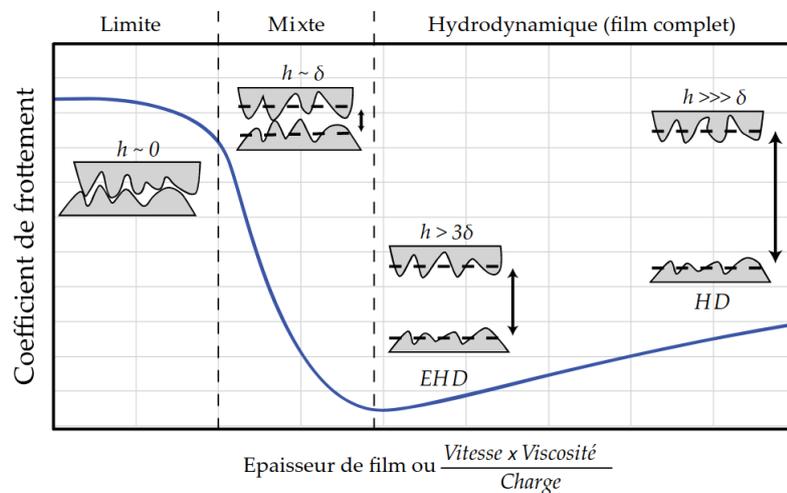


FIGURE 1.7 – Courbe de Stribeck illustrant les trois régimes de lubrification : limite, mixte et hydrodynamique. La transition entre ces régimes dépend de la viscosité du lubrifiant, de la vitesse et du chargement. δ est la valeur effective de la rugosité des surfaces [Berro 2010]

Un régime de lubrification est qualifié de limite ou sec, lorsque le film fluide séparant les deux surfaces en contact n'est pas suffisamment épais. Les aspérités soutiennent tout le chargement avec un coefficient de frottement important, de l'ordre de 0.1 à 0.6. Le régime de lubrification devient mixte lorsque le lubrifiant recouvre partiellement la rugosité des surfaces. En d'autres termes, l'épaisseur

de lubrifiant h est de même ordre de grandeur que la rugosité des surfaces en contact. Le coefficient de frottement est très sensible dans cette zone de transition. Le chargement est supporté, à la fois par les aspérités en contact et le lubrifiant. Lorsque le film fluide devient de plus en plus épais, les surfaces en regard sont totalement séparées par le lubrifiant, la lubrification évolue progressivement d'un régime élastohydrodynamique (EHD) vers un régime hydrodynamique (HD). Ce dernier s'installe à l'interface de contact à très grande vitesse entraînant une perte totale de contact des surfaces en regard et la formation d'un film fluide plusieurs fois supérieur à la rugosité.

On considère que le régime de lubrification est élastohydrodynamique si une couche de lubrifiant suffisamment fine conserve les propriétés élastiques du contact tout en minimisant le frottement. Par ailleurs, les conditions d'un contact lubrifié en régime EHD sont telles que les propriétés physiques du lubrifiant peuvent varier en fonction de la pression de contact de Hertz (piezoviscosité) et de la température [Bair 1979, Khonsari 1994, Hamrock 2004]. En général, ces variations sont décrites par des modèles issus de la mécanique des fluides. Les équations de Navier-Stokes sont utilisées au cas des films minces conduisant à l'équation de Reynolds, à partir de laquelle, plusieurs grandeurs locales, telles que l'épaisseur de film fluide, la pression hydrostatique (ou hydrodynamique), sont obtenues. Les modèles issus de cette théorie permettent de concevoir de manière rationnelle les roulements, les engrenages ou encore les dispositifs à came, en optimisant la géométrie du contact et les conditions de fonctionnement pour maximiser l'épaisseur de film d'huile.

D'un point de vue quantitatif, le nombre de Hersey H_s est utilisé pour définir les seuils de transition d'un régime de lubrification à un autre [Hersey 1914]. H_s dépend de la rhéologie du lubrifiant, des conditions cinématiques et du chargement supporté par le contact (1.2).

$$H_s = \frac{\eta \times \omega}{p} \quad (1.2)$$

avec η la viscosité absolue du lubrifiant, ω la vitesse de rotation et p la pression de contact.

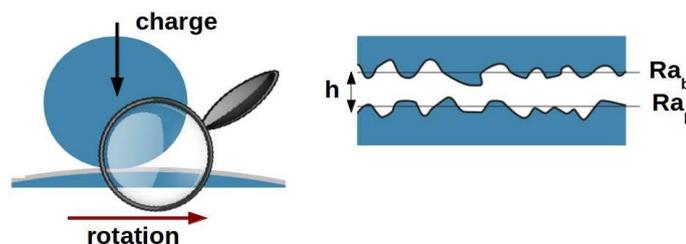


FIGURE 1.8 – Illustration du contact lubrifié

En se plaçant au plus près de l'interface de contact, le relief des surfaces en

contact est loin d'être parfaitement régulier. En effet, l'état de surface comporte des irrégularités qui caractérise sa rugosité. Pour garantir une lubrification optimale, les fabricants de roulements atteignent des rugosités moyennes pour les pistes Ra_p comprises dans l'intervalle $[0.03, 0.05] \mu m$ et des rugosités Ra_b variant dans l'intervalle $[0.003, 0.005] \mu m$ pour les billes (éléments roulants) (Fig. 1.8). Par ailleurs, en calculant le rapport de l'épaisseur de film fluide par la rugosité effective des deux surfaces en contact, on établit un indicateur adimensionnel identifiant le régime de lubrification (1.3).

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{Ra_b^2 + Ra_p^2}} \quad (1.3)$$

où h désigne l'épaisseur minimale/centrale du film fluide à l'interface de contact élément roulant/piste de roulement.

1.2.5 Durée de vie des roulements

En recourant à des lois statistiques, on peut estimer la durée de vie d'un roulement. Il s'agit d'exprimer, en conditions de service constantes, la durée de vie en nombre de tours ou en heures d'utilisation d'un roulement précédent l'apparition des premiers signes de dégradation par fatigue. La probabilité de survie d'un roulement peut être estimée par le biais de la loi de Weibull [Weibull 1939], dont les travaux sur la fiabilité des essieux de trains ont conduit à un modèle probabiliste de survie d'un matériau en fonction du temps. La loi de Weibull stipule que la probabilité de manifestation d'une défaillance accidentelle reste négligeable par rapport à la probabilité d'une défaillance imputée au vieillissement du matériau (hypothèse forte).

En s'appuyant sur la loi de Weibull, Lundberg et Palmgreen [Lundberg 1949] ont établi une corrélation entre la durée de vie et le chargement appliqué au roulement pour prédire la durée de vie nominale du roulement. Sur la base d'un échantillon de roulements issu d'un même lot de fabrication, la durée de vie nominale est vérifiée par 90% de la population au cours du même essai. Aussi, au terme de la durée L_{10} , 10% des roulements auront rencontrés une défaillance (1.4).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad (1.4)$$

où L_{10} est la durée de vie nominale exprimée en millions de tours, avec $n = 3$ pour les roulements à billes et $n = \frac{10}{3}$ pour les roulements à rouleaux. C désigne la capacité dynamique/statique de base du roulement qu'il peut supporter pendant un million de tours avec une probabilité de survie de 90%. Cette grandeur est établie par les fabricants de roulements dans leurs catalogues selon la norme ISO 281 [Machado 2015a]. Le terme P exprime une charge radiale équivalente fictive exercée sur le roulement (Fig. 1.9(a)). Différentes combinaisons de chargements (\vec{F}_r, \vec{F}_a) aboutissent à la même durée de vie L_{10} , comme le montre les courbes

d'équidurée (Fig. 1.9(b)). Le chargement équivalent \vec{P} s'écrit donc sous la forme d'une combinaison linéaire fonction de \vec{F}_r et \vec{F}_a (1.5) :

$$\vec{P} = X\vec{F}_r + Y\vec{F}_a \quad (1.5)$$

avec X et Y respectivement le facteur radial et le facteur axial, donnés par les fabricants de roulements. À noter que les grandeurs C , $P(X, Y)$ ont leurs équivalents statiques, C_0 , $P_0(X_0, Y_0)$. La constante C_0 est considérée comme étant la charge radiale (axiale pour les butées) qui génère la pression de contact la plus élevée, entre 4 GPa et 4.6 GPa. Dans certaines conditions, il est conseillé de considérer les grandeurs statiques pour calculer la durée de vie L_{10} . Par exemple, si le roulement est à l'arrêt et est sous chargement continu ou intermittent, s'il tourne à faible vitesse, s'il est piloté à faible vitesse de rotation et est soumis à des chocs, etc.

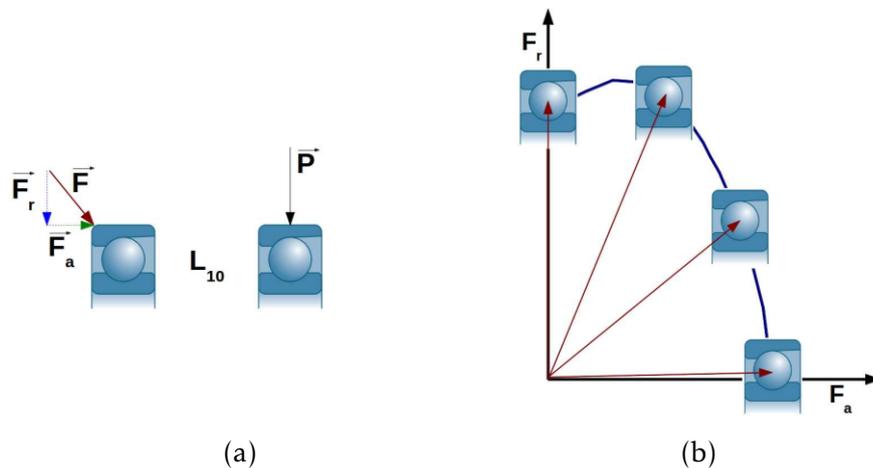


FIGURE 1.9 – (a) Charge dynamique équivalente – (b) Courbe d'équidurée qualitative d'un roulement à billes à contact oblique [Machado 2015a]

En partant de l'équation (1.4), il est possible d'établir une durée de vie corrigée L_n ($L_n > L_{10}$) en variant le critère de fiabilité (Tab. 1.1). L'expression de la durée de vie corrigée L_n s'écrit comme suit (1.6) :

$$L_n = aL_{10} \quad (1.6)$$

La norme ISO 281 généralise l'expression de la durée de vie corrigée telle que :

$$L_n = \prod_i a_i L_{10} \quad (1.7)$$

Le facteur correctif de l'équation (1.6) est remplacé par un produit de facteurs, où chaque terme exprime une dépendance (matériaux, température, lubrification, etc). Il convient de préciser que les fabricants de roulements proposent leur propre calcul de durée de vie. De plus, il existe également des méthodes qui

permettent de calculer la durée de vie, lorsque les conditions de service sont variables (par cycles, par intermittences, etc.).

Fiabilité (%)	90	95	99	99.5	99.9
L_n	L_{10}	L_5	L_1	$L_{0.5}$	$L_{0.1}$
a	1	0.62	0.21	0.15	0.06

TABLE 1.1 – Facteurs correctifs de la fiabilité

Les approches corrigées pour l'estimation de la durée de vie ont pour but d'améliorer les prédictions, en intégrant plusieurs facteurs influents, tels que la taille du roulement, le nombre d'éléments roulants, le matériau, les conformités, la nature du lubrifiant, les conditions de service et bien d'autres facteurs. Plusieurs études expérimentales ont montré que la fatigue du métal ne s'installe que si le chargement dépasse une valeur limite. Si l'on considère séparément les composants du roulement, ils doivent avoir chacun une durée de vie identique pour que la durée de vie effective du roulement soit optimale. A titre d'information, la figure 1.10 donne des ordres de grandeur des durées de vie de plusieurs systèmes mécaniques équipés de roulements.



FIGURE 1.10 – Durées de vie des équipements dotés de roulements [Machado 2015a]

1.2.6 Défauts de roulement

De nos jours, les avaries de roulements consécutifs à une fatigue de contact roulant, appelée RCF (*Rolling Contact Fatigue*), sont de moins en moins répertoriées, ce qui permet, en conditions de fonctionnement normales, d'atteindre des durées de service largement supérieures à la durée nominale (théorique) du roulement. Néanmoins, dans certains cas, des défauts surviennent prématurément, dans un intervalle de 5% à 10% de la durée théorique du roulement, provoquant un écaillage des surfaces de contact au niveau des pistes de roulement et/ou des éléments roulants (Fig. 1.11).

Parmi les mécanismes d'usure ayant un effet direct sur la réduction de la durée de vie des roulements, l'écaillage des surfaces de contact, est le mécanisme le plus souvent incriminé. Les investigations indépendamment menées par les fabricants de roulements ou d'équipements de transmission, ainsi que par la recherche académique aboutissent toutes au même scénario conduisant à l'émergence de l'écaillage (Fig. 1.12). Ce type d'avarie survenant prématurément dans les roulements est lié principalement à la présence en sous-couche d'un réseau de

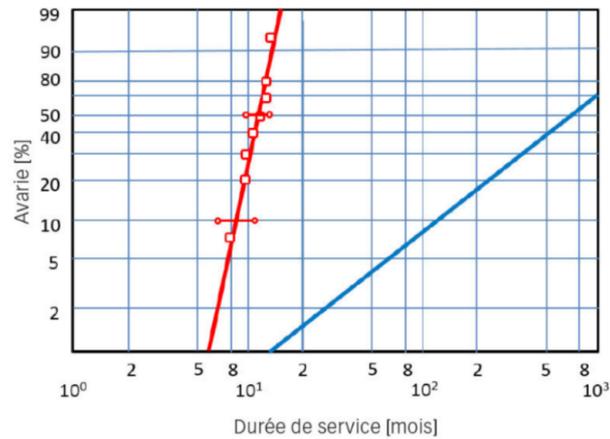


FIGURE 1.11 – Graphique de Weibull des avaries de roulements. Courbe en rouge : cas typique d'avarie prématurée - courbe en bleu : essai RCF ordinaire [Evans 2012]

fissures de phase blanche (WEC : *White Etching Cracks*). Le stade de dégradation avancé, à savoir celui de l'écaillage des pistes de roulement est imputable à la migration vers la surface de contact, du réseau de fissures de phase blanche présent en sous-couche [Evans 2012, Bruce 2015]. Le processus de dégradation menant à l'écaillage de la piste de roulement est précédé par la formation de zones de phase blanche (WEA : *White Etching Area*) en sous-couche (Fig. 1.12(a)), de structure ferritique nanocristalline.

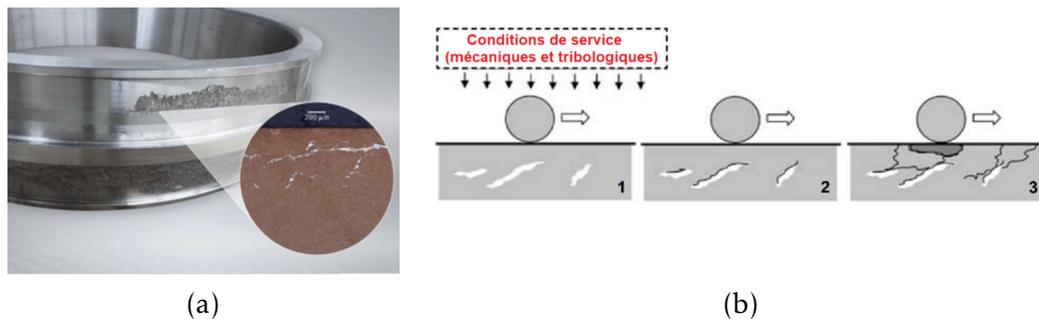


FIGURE 1.12 – (a) Écaillage de la piste intérieure de roulement par effet WEC – (b) Naissance des zones blanches et migration des fissures vers la surface

Il existe principalement dans la littérature deux types de zones qualifiées de phase blanche : 1) zone transformée composée de nanocristallites et de phase amorphe, et 2) zone déformée constituée de nanocristallites. Quant à l'origine de l'amorphisation de la matrice, cette dernière est attribuée au frottement exercé sur les faces des fissures au passage des éléments roulants. Ces zones apparaissent blanches au microscope en raison de leur faible réaction à l'attaque chimique (Fig. 1.12(b)). Les zones de phase blanche autour des fissures ont une dureté 10 à 50%

supérieure à celle de la microstructure saine environnante (matrice).

A noter que la différence entre un écaillage prématuré considéré comme une avarie de type WEC et une fatigue RCF réside dans la durée qui s'écoule entre les différents mécanismes et le début de l'écaillage (Fig. 1.13).

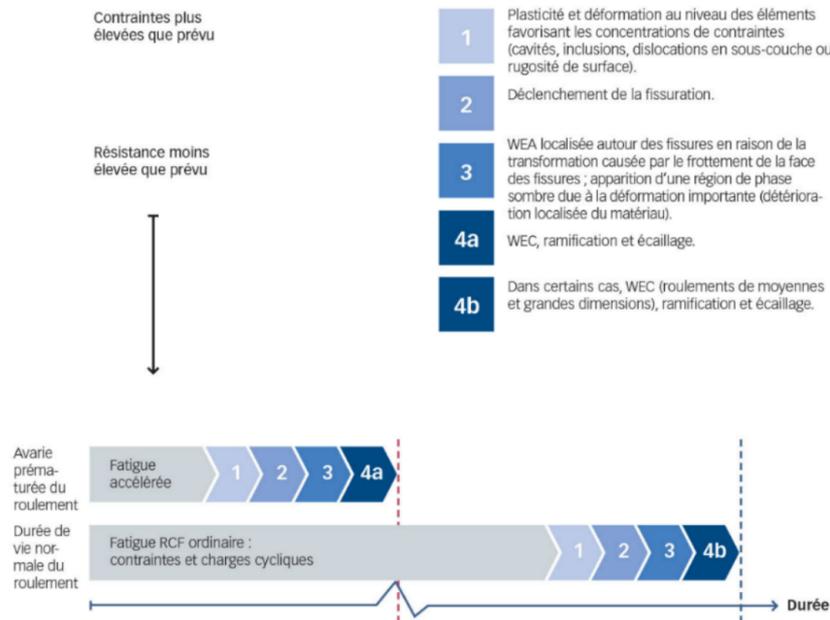


FIGURE 1.13 – Chaîne simplifiée des événements conduisant à l'apparition d'une fissuration WEC [Evans 2012]

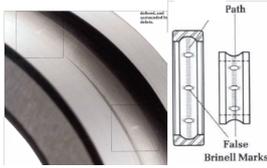
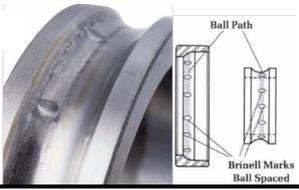
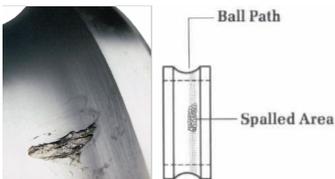
La présence dans le roulement de pression de contact plus élevées que prévu ($> 3.2 \text{ GPa}$) est de nature à accélérer l'apparition et la propagation du réseau de fissures en sous-couche. Plusieurs causes peuvent en effet induire ces pressions de contact élevées dépassant la capacité des roulements [Lai 2016] :

- une charge élevée et de courte durée peut être causée par des phénomènes dynamiques transitoires ou thermiques inattendus entraînant des déformations importantes,
- des contraintes supplémentaires dans le matériau du roulement (générées par exemple par des écarts de forme des portées, défauts d'alignement ou d'autres facteurs) viennent accroître les contraintes globales,
- des conditions de contact tribologique difficiles (épaisseur du film lubrifiant insuffisante et/ou conditions de glissement, tribofilms de composition hétérogène) combinées à certains types de lubrifiants peuvent induire une augmentation des contraintes au niveau des pistes.

D'autres facteurs favorisent également la manifestation du phénomène WEC, comme par exemple la présence d'hydrogène par contamination dans le lubrifiant [Vegter 2010], de défauts dans la microstructure des matériaux

constitutifs (inclusions non métalliques) [Uyama 2011], ou encore, une lubrification défaillante [Lund 2010]. Cependant, l'intrication des phénomènes précités rend difficile de justifier la prédominance d'une cause sur une autre [Lund 2010, Lòpez-Uruñuela 2021].

Bien qu'il n'y ait toujours pas de consensus parmi les chercheurs sur la cause majeure, la caractérisation microstructurale des zones de type WEC semble, toutefois, bien établie. Le tableau 1.2 répertorie quelques défauts de roulements ainsi que les causes qui sont à l'origine de leur apparition, en particulier, au niveau des pistes de roulement.

Écaillage (<i>spalling</i>)	
	Chargement trop élevé entraînant la fatigue des composants.
Échauffement excessif (<i>overheating</i>)	
	Fonctionnement à une température supérieur à 370°C entraînant une perte de dureté avec une possible déformation des composants.
Faux effet Brinell – corrosion de contact (<i>fretting wear, fretting corrosion, false Brinelling</i>)	
	Mouvements relatifs de très faibles amplitudes de type vibrations, micro-glissements, petits débattements au niveau des surfaces de contact des composants.
Vrai effet Brinell (<i>true Brinelling</i>)	
	Impact ou choc entraînant la plastification des composants, puis à terme l'endommagement des pistes par fatigue.
Fatigue de contact (<i>normal fatigue failure</i>)	
	Chargement cyclique entraînant une dégradation progressive des composants (plastification, écaillage, fatigue).

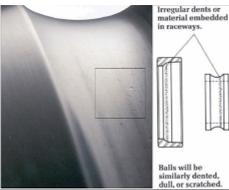
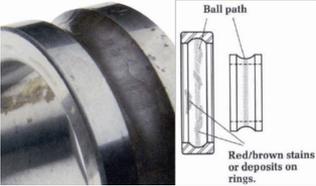
Contamination	
	<p>Présence de corps étrangers (poussière aéroportée, débris abrasifs, lubrifiant contaminé, saleté) entraînant des vibrations et une usure prématurée des composants.</p>
Défaut de lubrification (<i>lubricant failure</i>)	
	<p>Défaut de lubrification s'accompagnant d'une augmentation de la température en fonctionnement et d'une usure prématurée des composants.</p>
Corrosion	
	<p>Fonctionnement dans une ambiance corrosive (atmosphère, fluide) qui provoque l'usure des composants.</p>

TABLE 1.2 – Défauts de roulement

Il convient, toutefois, de préciser qu'il existe d'autres sources qui sont à l'origine de l'usure progressive ou prématurée des roulements. Selon la société SDT International sa-nv¹, spécialiste des technologies ultrasons pour la surveillance, un faible pourcentage, $\approx 1\%$, des roulements en service atteint la durée de vie théorique prévue par le fabricant. Ce constat vient remettre en cause d'autres études plutôt optimistes. Par ailleurs, il serait difficile de couvrir l'ensemble des avaries existantes dans le cadre de cette rétrospective. Toutefois, le lecteur trouvera une description assez exhaustive sur les causes de défauts dans les roulements, au travers de plusieurs études expérimentales dont on cite ici quelques unes d'entre elles à titre d'information [KOYO , SKF 2017, NTN , Vencl 2017, Hussain 2020].

Selon l'étude réalisée par le fabricant de roulement SKF [SKF 2017], dans laquelle ont été recensées en pourcentage les causes d'avarie dans les roulements lors des opérations de maintenance (Fig. 1.14), 80% des avaries ont pour origine une lubrification défective ou mal maîtrisée. Par conséquent, garantir une lubrification optimale des roulements en service, demeure encore un challenge à relever, à la fois pour le secteur de la maintenance en particulier, et pour le milieu industriel en général.

1. SDT leader mondial dans les techniques de diagnostic ultrasonores

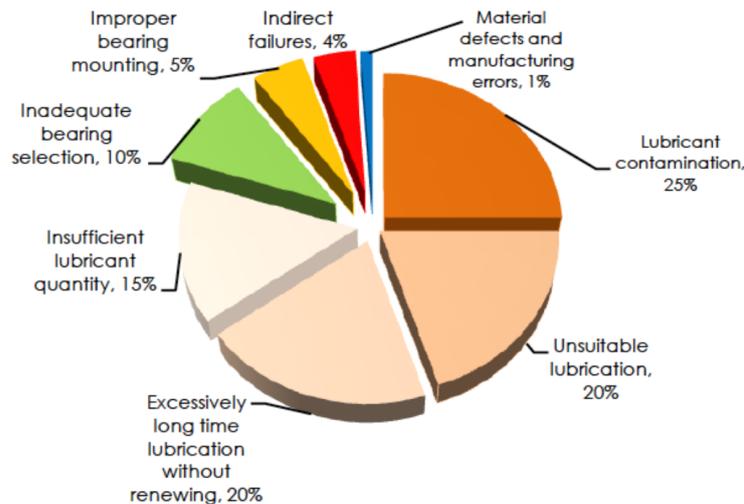


FIGURE 1.14 – Sources des défauts régulièrement identifiés [SKF 2017]

1.3 Méthodes de surveillance

Il existe plusieurs méthodes de surveillance pour diagnostiquer les défaillances dans les roulements. Grâce au suivi périodique de l'état de fonctionnement des équipements industriels, lors des opérations de maintenance, les roulements font l'objet d'une attention particulière. Par définition, la maintenance est un ensemble d'opérations permettant de rétablir ou de maintenir un équipement (un bien) afin d'éviter les indisponibilités dues aux pannes aléatoires [Monchy 2003]. Les opérations de maintenance permettent de réduire les coûts de production et d'améliorer la qualité des produits. Selon l'évolution de la maintenance, on distingue plusieurs types (Fig. 1.15). Chaque opération de maintenance a un but bien précis et doit être engagée à un moment bien défini. Voici un bref descriptif de chaque opération de maintenance :

- **Maintenance corrective** : action de maintenance effectuée souvent après la panne,
- **Maintenance préventive systématique** : action de maintenance préventive effectuée sur la base d'un échancier préétabli par le constructeur souvent en corrélation avec la durée de vie du composant,
- **Maintenance préventive conditionnelle** : action de maintenance établie sur la base de l'état de dégradation du système,
- **Maintenance prédictive** : consiste à prédire la date à laquelle une action de maintenance doit s'effectuer selon un modèle de dégradation théorique des composants mécaniques de la machine,
- **Maintenance proactive** : consiste à réaliser une opération de maintenance en temps réel afin d'étendre la durée de vie de la machine par le biais de la surveillance, et par la correction des causes de défaillance.

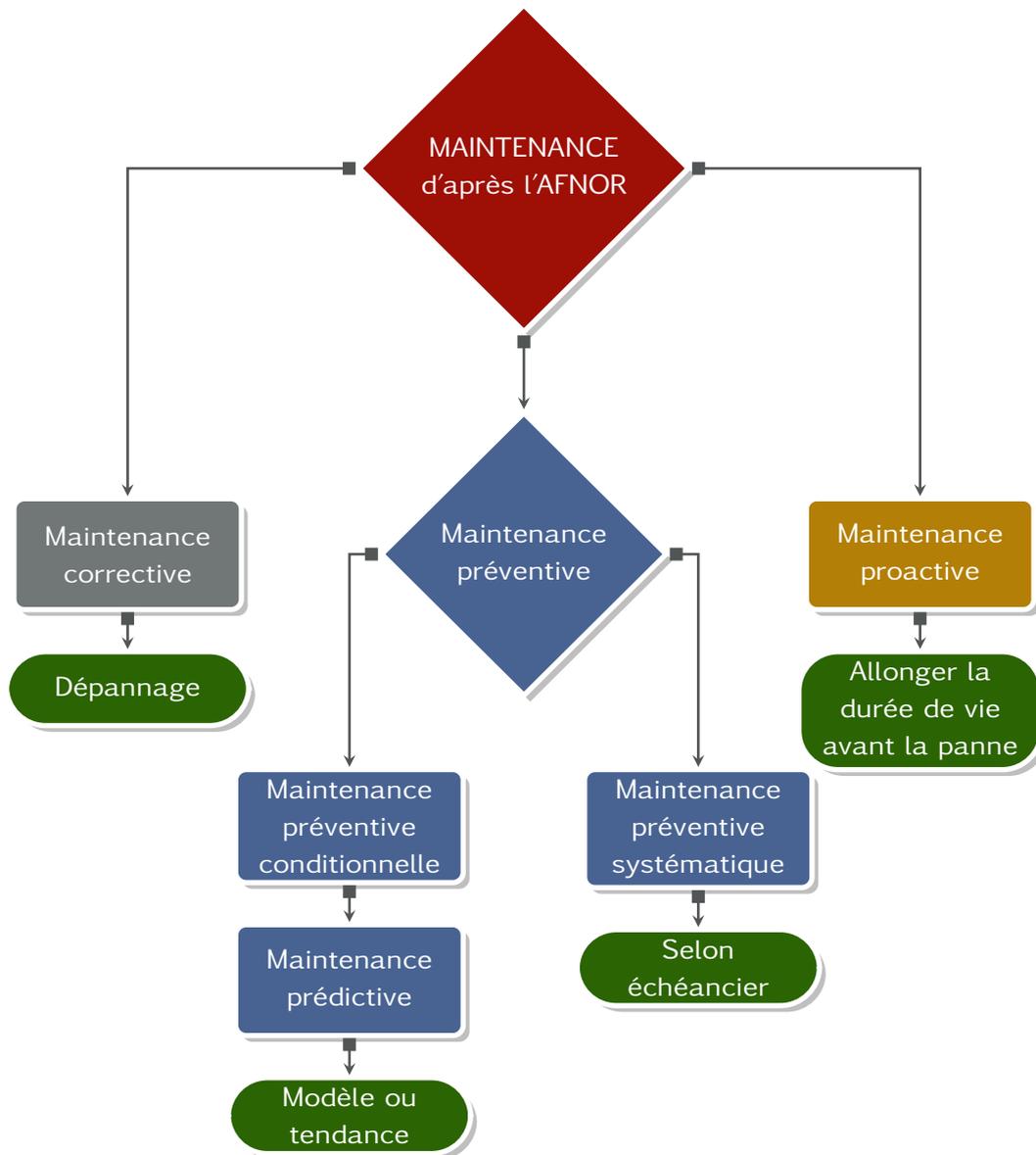


FIGURE 1.15 – Types de maintenance selon l'AFNOR

1.3.1 Stratégies de maintenance

La nécessité d'une stratégie de maintenance est importante pour garantir la disponibilité du parc machines. Les paramètres dont il faut tenir compte pour adopter tel ou tel protocole de maintenance sont principalement d'ordre économique et humain. Dans l'objectif de réduire les coûts de maintenance, une méthode de suivi de l'état de fonctionnement d'un organe d'une machine doit être mise en place pour optimiser la disponibilité du parc machines et pour estimer au plus près le risque de panne. À cet effet, l'idéal serait de trouver des

indicateurs externes, facilement accessibles, puis réaliser un dispositif de mesures qui consiste à limiter le nombre de paramètres et de mesures à effectuer. Pour cela, il faut d'abord déterminer quelles sont les pannes récurrentes par analyse statistique et les composants les plus à risque par analyse technologique (étude faite par deux fabricants français de machines UGV - Usinage Grande Vitesse, PCI - Process Conception Ingénierie et COMAU - holding du groupe Fiat SpA et deux laboratoires de recherche, le LSIS - Université d'Aix-Marseille et le LARAMA - Laboratoire de Recherches et Application en Mécanique Avancée - Campus de Clérmont-Ferrand) [Moraru 2005]. Les Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs, etc, toutes ces machines que l'on qualifie de tournantes, ont un point commun, elles comprennent des organes en rotation. Ce qui caractérise ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements, engrenages, etc.) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels sévères. Les causes de défaillances sont par conséquent diverses :

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

Pour certaines machines vitales d'un processus de production, ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production intempestifs et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller de manière continue ces équipements et traquer tous les signes avant-coureurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une variété de techniques de surveillance. Le suivi d'un équipement industriel est assuré par des relevés périodiques d'un indicateur d'état de dégradation (ou de performance). Il existe différentes techniques d'analyse, telles que la mesure vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie infrarouge (TIR), l'analyse des huiles et des lubrifiants, l'analyse du courant statorique ou bien l'analyse de la signature électrique de l'interface de contact.

1.3.2 Méthodes de diagnostic des défauts

Chaque méthode a son champ d'application privilégié. Par exemple, l'analyse vibratoire convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquences déterminées (situées généralement entre quelques *Hz* et plusieurs dizaines de *KHz*). Elle couvre aussi les défauts spécifiques aux roulements (à plus hautes fréquences). Au-delà de 20 *KHz*, il est souvent préférable d'utiliser un contrôle par ultrasons ou par émission acoustique. L'analyse acoustique se limite à la détection de bruits dans les fréquences audibles, mais lorsque la dégradation d'un roulement se manifeste à ces niveaux de fréquences (fréquences audibles), il est souvent trop tard pour

intervenir. L'analyse d'huile consiste principalement à analyser les particules présentes dans l'huile, ce qui va révéler une usure anormale d'un ou plusieurs organes. Elle doit être appliquée dans le cas de machines où l'huile joue un rôle primordial et lorsque l'analyse des débris d'usure est significative [Djebili 2013]. Il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante, mais la combinaison et l'association de plusieurs méthodes permettrait un diagnostic plus fiable et plus rapide.

La surveillance des machines ne se limite pas juste à détecter la présence d'un défaut, mais il est aussi nécessaire de pouvoir réaliser un diagnostic approfondi afin de localiser précisément et quantifier sa sévérité. Le tableau 1.3 récapitule les différentes techniques de diagnostic et précise leurs avantages, limitations et champs d'applications de chacune d'elles.

	Avantages	Limitations	Applications
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade précoce, - Possibilités de réaliser un diagnostic approfondi, - Autorise une surveillance continue, - Permet de surveiller l'équipement à distance (télésurveillance). 	<ul style="list-style-type: none"> - Spectre parfois difficile à interpréter, - Dans le cas de la surveillance continue, illustrations relativement coûteuses. 	<ul style="list-style-type: none"> -Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourds, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de la structure.
Analyse d'huile	<ul style="list-style-type: none"> - Détection d'une pollution anormale du lubrifiant avant qu'elle n'entraîne une usure ou un échauffement, -Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse de particules. 	<ul style="list-style-type: none"> - Ne permet pas de localiser précisément le défaut, - Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon. 	<ul style="list-style-type: none"> - Contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrifiant, analyse des éléments d'usure.
Thermo-graphie IR	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation, - Interprétation souvent immédiate des résultats. 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire, - Contrôle limité à ce que voit la caméra (échauffement de surface), -Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi. 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier).
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de détecter l'apparition des défauts audibles, - Autorise une surveillance continue. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sensibilité au bruit ambiant, - Diagnostic souvent difficile à réaliser, - Problèmes de répétabilité des mesures. 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire.

TABLE 1.3 – Différentes techniques d'analyse pour la surveillance des machines tournantes [Chapelot 2003]

Toutefois, les informations données dans le tableau 1.3 sont loin de fournir un état des lieux suffisamment précis et d'actualité des avancées technologiques, en matière de monitoring innovant à l'aune de l'industrie 5.0. En effet, le secteur de la maintenance, à l'instar d'autres secteurs de l'industrie, connaît un développement significatif dans le domaine des IoT (*Internet of Things*) et de l'apprentissage machine (*Machine Learning*) [Kurth 2019, Baumung 2020, Sol-Sánchez 2021]. L'intégration de capteurs intelligents (*Smart sensor*) dans les équipements, une tendance qui se démocratise de plus en plus, rend possible par exemple, la détection de signaux faibles annonçant un problème technique, la réalisation d'auto-diagnostics ou encore la mise en œuvre d'actions en fonction de règles prédéfinies.

1.3.2.1 La mesure vibratoire

La surveillance des machines ne se limite pas juste à détecter la présence d'un défaut. Il faut par ailleurs disposer d'outils de diagnostic approfondis capable de localiser précisément le défaut et d'évaluer sa sévérité. L'analyse vibratoire est une technique qui permet de réaliser ce diagnostic. Pour plus de précision, le diagnostic par analyse vibratoire nécessite d'étudier [Baetz 1989, Chevalier 1999] :

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

Le but de l'analyse vibratoire est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. De ce fait, une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence alerte généralement le technicien de maintenance sur un dysfonctionnement probable. À partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état [Augeix 2001]. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée. La norme ISO 10816 fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts, et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle [10 – 1000Hz] sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites "mesures des niveaux globaux" restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire. Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés (méthodes d'analyse de signal, indicateurs statistiques, etc.) pour remonter à la source du défaut en filtrant sa fréquence caractéristique [Bolaers 2004, Hasan 2004, Rai 2007, Chimentin 2009, Khadersab 2018, Zhang 2021].

L'analyse vibratoire utilise un capteur accélérométrique piézo-électrique (Fig. 1.16). Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique.

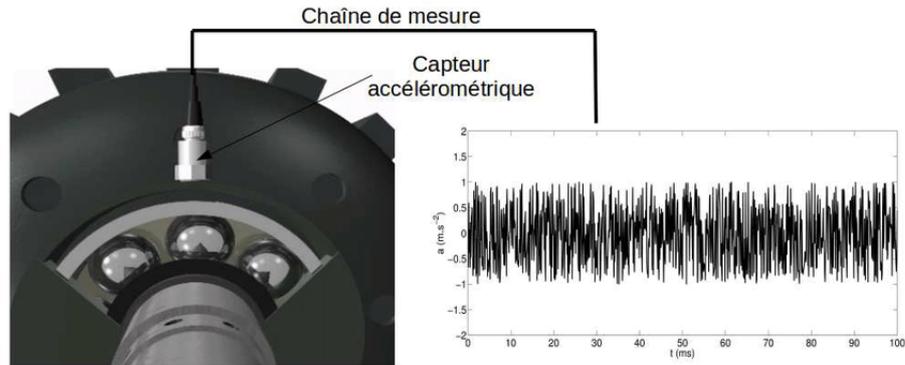


FIGURE 1.16 – Schématisation de la mesure vibratoire à l'aide d'un accéléromètre placé au voisinage du roulement

Les signaux vibratoires seuls sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est nécessaire de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

1.3.2.2 La mesure acoustique

En s'intéressant aux ondes de pression dans l'air générées par le fonctionnement d'une machine, les mesures sonores sont aussi de nature ondulatoire comme les vibrations dans le matériau [Guo 2014]. Le principe de ces mesures repose sur une écoute au plus près du roulement. Pour cela, des détecteurs similaires à des microphones détectent les signatures sonores du roulement noyées dans le bruit ambiant (Fig. 1.17). Des bruits anormaux indiquent une avarie et dans certains cas, l'oreille humaine suffit pour réaliser un diagnostic. Dans le cas des mesures acoustiques pour la surveillance des roulements, les appareils de mesure utilisés sont aussi prévus pour de plus hautes fréquences, variant dans l'intervalle $[20 - 100] Hz$.

Lorsque les fréquences sonores se situent au-delà de la perception de l'oreille humaine, on parle alors de mesures ultrasonores [Yong-Han 2006]. Le roulement émet des ultrasons provenant de frottements normaux ou anormaux, d'impacts, de frictions, de défauts d'alignement ou d'équilibrage. Cette méthode est adaptée aux avaries (hautes fréquences) liées à l'usure, au mauvais graissage, etc. Par sa simplicité de mesure à distance (Fig. 1.17), le signal ultrasonore peut être traité en temps réel pour le rendre audible par hétérodynage et ainsi faciliter



FIGURE 1.17 – Mesure par ultrasons (photo fournie par STD International sa-nv)

le dépistage d'anomalie par le personnel de maintenance. Ces mesures trouvent une place pour la surveillance des roulements à basse vitesse, lorsque l'énergie des chocs en fonctionnement n'est pas suffisante pour provoquer les vibrations de la structure nécessaires à l'analyse vibratoire [Zhang 2016, Kumar 2018]. La combinaison des deux analyses, vibratoire et acoustique, est parfois utilisée afin de balayer un large spectre de fréquences pour un meilleur diagnostic de l'état de la machine [Nilesh 2022]. Le recours à l'analyse acoustique fait notamment appel à des techniques spécifiques de traitement numérique de signal combinant algorithme des moindres carrés récursifs et décomposition de signal résonance au carrée (*resonance-based sparse signal decomposition* [Yu 2022]).

1.3.2.3 La mesure de la température

La température se mesure à l'aide de thermomètres, par contact ou par rayonnement. La mesure par contact nécessite, comme l'indique la définition, un contact entre le corps dont on veut mesurer la température et l'appareil de mesure. La mesure au moyen de thermomètres à rayonnement, mesure à distance, ne nécessite pas de contact, car elle se base sur la longueur d'onde des rayonnements émis par tout corps, dont la T° est supérieure à $-273,15^\circ\text{C}$ ou zéro K . Ces longueurs d'onde se situent dans la bande infrarouge ($[0.8 - 1000] \mu\text{m}$) et sont proportionnelles à la température des corps. La bande spectrale utilisée en thermographie IR (TIR) se situe dans la plage $[2 - 5] \mu\text{m}$. La surveillance d'un équipement tournant par thermographie IR, fournit donc des informations déterminantes sur l'état de fonctionnement du roulement. L'imagerie thermique permet ainsi de s'affranchir des contraintes liées au positionnement d'un capteur, en réalisant des mesures à distance.

La mesure se fait par l'intermédiaire d'une caméra infrarouge afin de capter les rayonnements émis par une scène thermique. La caméra est munie d'un détecteur unique couplé à un système optomécanique à balayage horizontal (ligne)

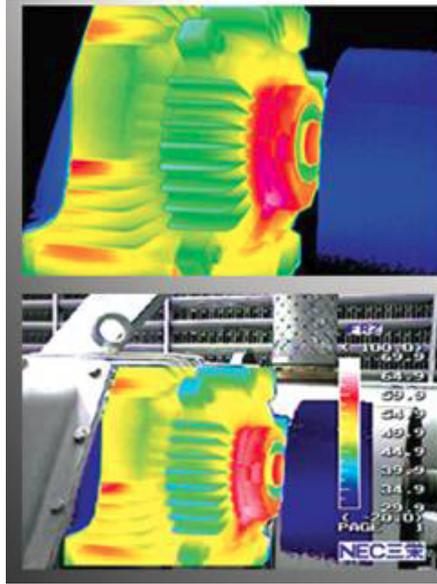


FIGURE 1.18 – Thermographie IR d'un roulement défectueux (source IMPAC FRANCE)

et à balayage vertical (trame). L'addition des deux balayages à des fréquences spécifiques autorise l'analyse d'une scène thermique par l'image successive du détecteur ou de la surface élémentaire. À l'aide d'un système radiométrique, la puissance de rayonnement est convertie en signaux numériques ou analogiques. Les pièces mécaniques en mouvement s'échauffent normalement du fait des frottements [Pouly 2010, Takabi 2013]. La carte thermique met en évidence des échauffements anormaux localisés. Ainsi, une usure anormale, un mauvais alignement voire un problème de lubrification sont détectés sur une seule image, (Fig. 1.18). Cette mesure vient généralement confirmer un diagnostic déjà établi. Enfin, de récents travaux ont démontré l'efficacité de l'apprentissage automatique à l'aide d'algorithmes de réseau de neurones pour l'analyse des mesures par TIR, réalisées dans le cadre du monitoring de roulements montés sur le rotor d'un moteur électrique [Zhiyi 2020].

1.3.2.4 Surveillance et analyse des huiles

Un des moyens les plus simples pour surveiller la consommation d'huile, consiste à noter la quantité d'huile consommée dans une unité de production (temps, nombre de pièces ou de kilomètres). L'évolution de cette courbe de consommation indiquera les dérives de fonctionnement (lubrification défective) et permettra de prévenir les pannes. L'analyse des lubrifiants en service contribue, quant à elle, à optimiser les coûts de maintenance (directs et indirects) par une meilleure connaissance de l'état des machines et de l'évolution de la composition du lubrifiant. Cette technique s'applique à l'ensemble du parc

machines lubrifiées. Elle est complémentaire des suivis par analyse vibratoire et thermographique. L'analyse d'huile, pratiquée dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle, va permettre, par exemple, de détecter et de suivre les dysfonctionnements potentiels suivants :

- un mauvais état d'un roulement ou d'un palier,
- une transmission défectueuse (engrenages endommagés),
- une performance des additives extrêmes pressions,
- l'appréciation des caractéristiques résiduelles du lubrifiant,
- la pollution externe (eau, poussières, etc.).



FIGURE 1.19 – Analyse d'huile

D'une manière générale, tous les équipements lubrifiés, à la condition que le graissage ne se fasse à fond perdu, sont susceptibles d'être surveillés en état de fonctionnement grâce à une analyse de leur lubrifiant en service.

1.3.2.5 La mesure électrique

La mesure électrique a démontré son potentiel dans la détection des défauts de roulement dans les entraînements électriques pour des machines asynchrones [?, Trajin 2009, Corne 2018], très utilisées dans l'industrie. Elle offre un avantage certain en s'affranchissant du problème des capteurs, dont l'emplacement sur la machine à surveiller n'est pas toujours aisé à trouver. En effet, les courants statoriques à analyser sont déjà mesurés pour la commande de la machine. Cette technique revient à considérer le moteur électrique comme un véritable témoin de fonctionnement. Le roulement représente la principale source de dégradation des machines asynchrones. Son fonctionnement, son montage et son accouplement au sein du système viennent perturber les courants moteurs en

provoquant des variations dans le couple de charge. Des modes de fonctionnement dégradés ont aussi été identifiés dans les courants d'alimentation. L'analyse des courants moteurs consiste à identifier/reconstruire les variables mécaniques (charges) et cinématiques (vitesses) du roulement. Récemment, des travaux sur l'implémentation de circuits magnétiques équivalents dans un modèle de courant statorique a montré son efficacité dans la détection de défauts de roulements dans les moteurs à induction [Qinkai 2019].

Des travaux novateurs sur le monitoring des machines tournantes ont prouvé la sensibilité de la résistance électrique à l'état mécanique et de lubrification des roulement, lorsqu'il est soumis à une tension électrique à faible courant ($< 100 \text{ mA}$) [ACCOST-UGV 2012, SIGNATELEC 2015, EROLLING 2017]. Cette technique de diagnostic consiste à effectuer une mesure courant-tension au niveau des bagues du roulement. L'information recueillie s'est révélée très riche en grandeurs physiques *insitu*, puisqu'elle renseigne sur l'état mécanique, la présence d'un défaut matériel, le régime de lubrification, etc. Cette mesure électrique présente néanmoins une difficulté, qui réside dans le positionnement des fils électriques et l'isolation électrique de certaines parties du dispositif, pour que le courant électrique transite exclusivement par l'interface de contact éléments roulants/pistes de roulement (Fig. 1.20(a)).

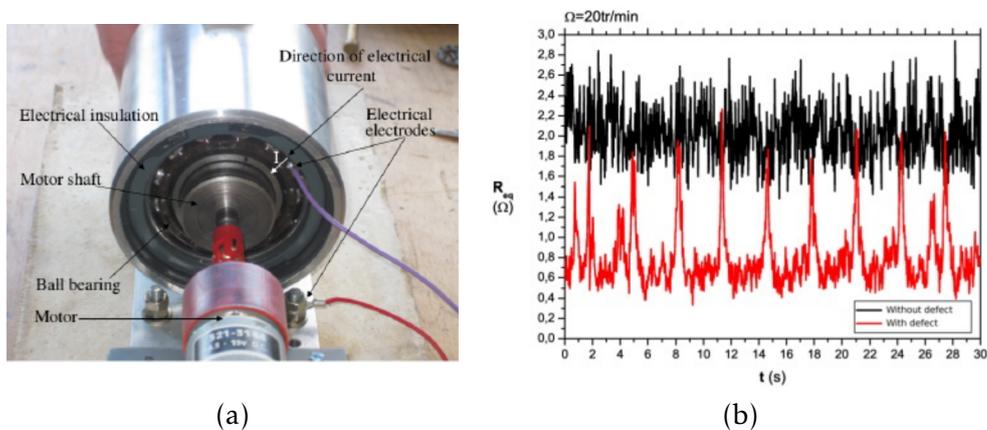


FIGURE 1.20 – Étude expérimentale sur la faisabilité de la mesure électrique dans un roulement à billes : (a) Dispositif expérimental montrant le circuit électrique - (b) Signatures électriques mesurées sur roulements sain et défectueux [ACCOST-UGV 2012, Bourbatache 2013a]

La figure (Fig. 1.20(b)) illustre parfaitement la sensibilité de la mesure électrique à l'état du roulement. La courbe rouge traduit ainsi la présence d'un défaut, qui a été introduit volontairement au niveau de la piste de roulement extérieure, grâce à sa signature caractéristique. La résistance électrique équivalente du roulement peut donc trahir l'état d'usure de l'interface de contact.

1.3.3 Techniques d'analyse des défauts

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités dans les machines. Ils représentent par conséquent une source de panne fréquente. Comme on l'a vu précédemment, les défauts que l'on peut y rencontrer sont de différentes natures : écaillage, grippage, corrosion, faux effet Brinell, etc. Ces défauts s'accompagnent d'une perte de matière, ce qui provoque des chocs cycliques dans le roulement, dont la signature caractéristique est trahie par des mesures vibratoires, ultrasonores, thermiques ou électriques. Il existe plusieurs méthodes d'analyse capables d'interpréter le signal fourni par la mesure, afin d'en extraire la signature caractéristique [Tandon 1999]. Les principales méthodes d'analyse utilisées pour le diagnostic des défauts dans les machines tournantes sont les suivantes :

1. Méthodes temporelles,
2. Méthodes fréquentielles (ou analyse fréquentielle),
3. Méthodes temps-fréquence.

1.3.3.1 Méthodes temporelles

Les méthodes temporelles permettent de faire une analyse statistique du signal recueilli. Elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'effet des vibrations dues à la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur décrivant une puissance ou une amplitude crête du signal. Cependant, sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, c'est surtout son évolution dans le temps qui témoigne du défaut. Ci-après sont décrits quelques indicateurs scalaires communément utilisés en analyse vibratoire. Ces indicateurs se distinguent entre eux par le niveau de criticité du défaut décelé (stade précoce ou avancé) et, à moindre mesure, par les conditions de pilotage.

- **Valeur efficace ou valeur RMS** (*Root Mean Square*) : bien que cet indicateur soit très utilisé, son principal inconvénient est qu'il témoigne tardivement de la présence des défauts dans le roulement [Djebili 2013, Salem 2018, Souhayb 2019]. Son expression est donnée par l'équation (1.8) :

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} [x_k]^2} \quad (1.8)$$

avec x_k le signal temporel mesuré et N_e le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

- **Facteur de crête** : plus spécifique, cet indicateur permet une détection plus précoce des défauts en se basant sur le rapport entre la valeur

maximale du module du signal x_{PEAK} (valeur de crête) et sa valeur efficace x_{RMS} [Dron 2003, Bolaers 2004, Chen 2013, Wang 2014a]. L'équation (1.9) exprime le rapport $\frac{x_{PEAK}}{x_{RMS}}$:

$$FC = \frac{\text{Sup}_{1 \leq k \leq N_e} |x_k|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} [x_k]^2}} \quad (1.9)$$

— **Kurtosis** : l'indicateur Kurtosis, dérivé du moment statistique d'ordre quatre, est défini comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevé à la puissance 4 sur le carré de sa variance. Son expression est donnée par l'équation (1.10) :

$$FC = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} [x_k - \bar{x}]^4}{x_{RMS}^4} \quad (1.10)$$

avec $\bar{x} = \frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} x_k$ la valeur moyenne des amplitudes. Le Kurtosis est une grandeur statistique permettant d'analyser l'aspect « pointu » ou « plat » d'une distribution, et donc d'observer la forme du signal. Lorsque le fonctionnement du roulement est normal, le signal présente une distribution de Laplace-Gauss, dans ce cas le Kurtosis est proche de 3. Il croît sensiblement au moment où des impulsions sont détectées en raison de la manifestation d'un défaut. Le Kurtosis tend à revenir à 3 dès que la dégradation entre en phase terminale [Antoni 2004, Chiementin 2009, Randall 2011, Eftekharnjad 2011, Kilundu 2011, Laha 2017].

Ces indicateurs scalaires sont bien sûr valables pour d'autres techniques d'analyse, comme les mesures ultrasons ou électriques, lesquelles peuvent être utilisées dans le diagnostic des défauts de roulements [Machado 2015a]. L'inconvénient de ces indicateurs scalaires est leur décroissance pour retrouver une valeur saine, lorsque l'avarie détectée atteint un stade trop avancé. Pour pallier les carences de ces indicateurs, certains auteurs ont proposé de nouveaux descripteurs, combinant les indicateurs classiques existants [Sassi 2008], ou encore, utilisant des techniques d'apprentissage machine (*machine learning*, *deep learning*) basée sur l'intelligence artificielle [He 2020, Chen 2020]. Pour renforcer le diagnostic incomplet des indicateurs statistiques, ont fait souvent appel à l'analyse fréquentielle.

1.3.3.2 Analyse fréquentielle

Le principe de l'analyse fréquentielle se base sur une étude spectrale de la signature relevée sur machine, *via* la transformée de Fourier. Ce passage vers le domaine fréquentiel permet de filtrer la signature, souvent très bruitée, de la décomposer en une multitude de composantes élémentaires sinusoïdales puis

de les représenter sous forme d'un spectre "amplitudes-fréquences". L'avantage de l'analyse fréquentielle par rapport à l'analyse temporelle est sa capacité à identifier et à isoler certaines composantes de fréquence d'intérêt. Néanmoins, l'analyse fréquentielle peut être insuffisante pour détecter des défauts faibles, en présence de bruit ou en raison du caractère aléatoire des vibrations. Pour palier l'insuffisance du spectre conventionnel, on traite depuis longtemps la signature du bruit par le biais d'une analyse de l'enveloppe reconnue comme étant une technique puissante de diagnostic des roulements [McFadden 1984]. Elle consiste, typiquement, en une étape de filtrage passe-bande dans une bande de fréquences où la réponse impulsionnelle est amplifiée, suivie d'une démodulation qui extrait l'enveloppe du signal.

À titre d'exemple, la figure 1.21 montre plusieurs réponses spectrales obtenues à l'aide d'une analyse spectrale conventionnelle (FFT - Fast Fourier Transform) et par une analyse de spectre d'enveloppe. Le défaut présent dans le roulement est totalement masqué dans le spectre FFT, alors que le spectre d'enveloppe trahit bel et bien la présence d'un défaut de type BPFO (*Ball Pass Frequency Outer*) au niveau de la piste de roulement extérieure. La sévérité du défaut s'explique par la présence de nombreux harmoniques dans le spectre. Le deuxième spectre d'enveloppe, celui du roulement sain, ne témoigne quant à lui d'aucune perturbation.

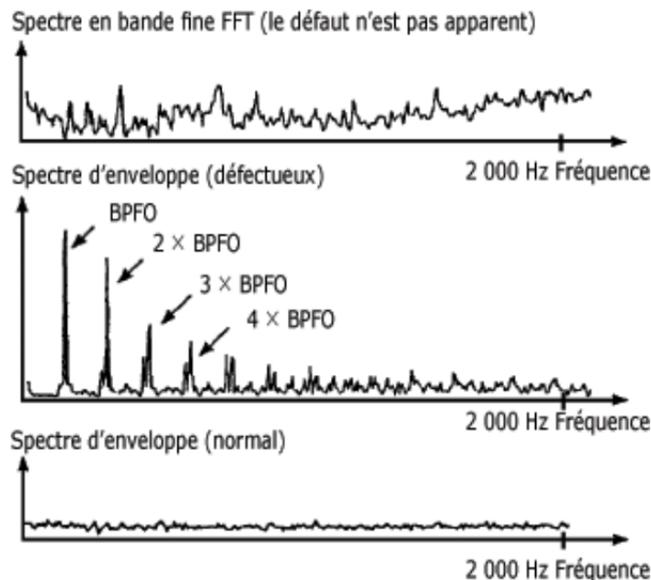


FIGURE 1.21 – Diagnostic d'un défaut de roulement de type BPFO par une analyse fréquentielle

Pour de plus amples détails, sur la mise en œuvre de la transformée de Fourier dans le cadre de l'analyse du spectre fréquentiel, il existe de nombreux travaux sur lesquels le lecteur peut se référer. Seulement à titre d'information, on cite

ici quelques références bibliographiques, sachant bien sûr que celle-ci est loin d'être exhaustive [Pouly 2010, Patel 2012, Djebili 2013, Wang 2014a, André 2014, Machado 2015a, Chen 2022a, Zheng 2022].

1.3.3.3 Méthodes temps-fréquence

Souvent, l'analyse spectrale par transformée de Fourier est utilisée comme un premier outil d'analyse simple et rapide. Néanmoins, dans le cas des signaux non stationnaires, tels que ceux relevés sur les machines asynchrones, leur analyse spectrale conventionnelle ne permet pas de distinguer les deux phénomènes de modulation d'amplitude et de modulation de phase. Ceci est dû au fait que la modulation de phase correspond à une fréquence variant dans le temps. Les travaux de Blodt *et al.* [Blodt 2006], ont montré que les signatures dans le plan temps-fréquence, issues d'une Distribution de Wigner-Ville (DWV), permettent de différencier les modulations de phase et d'amplitude. Pour rappel, la DWV est apparue comme une alternative à la transformée de Fourier à court terme, pour représenter le contenu fréquentiel instantané d'un signal. La DWV est définie comme étant la distribution de l'énergie d'un signal dans le plan temps-fréquence [Flandrin 1998]. Son application pour l'analyse des courants statoriques d'une machine asynchrone permet de diagnostiquer la présence d'oscillations du couple de charge à fréquence variable. Cette configuration s'apparente typiquement au cas d'un système tournant défaillant à l'arrêt qui serait progressivement embrayé à l'arbre d'une machine asynchrone d'entraînement fonctionnant en régime permanent [Trajin 2020].

1.4 État des lieux sur la modélisation et la simulation des roulements

Qu'elle soit analytique ou bien numérique, la modélisation des systèmes mécaniques a pour objectif de décrire, *via* des outils mathématiques respectivement numériques, leur comportement en tenant compte des conditions qui leur sont imposées. Nonobstant l'incertitude inhérente aux hypothèses de départ, la modélisation permet d'appréhender le fonctionnement des systèmes mécaniques dans le but d'améliorer leur durée de vie, et de contribuer au développement de nouveaux produits. S'agissant des roulements, ces derniers ne sont pas en reste, puisqu'il font souvent l'objet de travaux de modélisation analytique, semi-analytique et de simulations numériques de leur comportement statique, dynamique et tribologique. En effet, une analyse précise du comportement dynamique (temporel et fréquentiel), des contraintes et pressions de contact, des mécanismes d'usure, des régimes de lubrification ou encore des phénomènes d'échauffement, nécessite l'utilisation d'outils de modélisation, qui soient capables de décrire ces aspects et adaptés à la conception des roulements. Depuis plusieurs d'années, les modèles analytiques et numériques

mis au point dans le cadre de la simulation des roulements, se sont principalement basés sur la Méthode des Éléments Finis (MEF), les formulations quasi-statique (ou quasi-dynamique) et la méthode multicorps (*multibody*). La disponibilité de l'offre en termes de logiciels de calcul par éléments finis, proposant un large panel de modèles mécaniques et permettant d'intégrer facilement la géométrie complexe des roulements, a fortement contribué à ce que la MEF ait été largement utilisée dans la littérature. Les autres méthodes (analytique et multicorps) ont, toutefois, gagné en popularité en permettant notamment une gestion moins coûteuse du contact. L'introduction, ces dernières années, de la Méthode des Éléments Discrets (MED) en tant qu'approche alternative à celles précitées, a donné lieu au développement d'une modélisation originale et fiable des roulements. Dans ce qui va suivre, une présentation synthétique des travaux sur la modélisation des roulements utilisant les éléments finis, les formulations analytiques, l'approche multicorps et enfin les éléments discrets est abordée dans le cadre de la simulation des roulements, en précisant le cadre applicatif et les limitations de chacune des méthodes.

1.4.1 Modélisation par éléments finis

D'un point de vue bibliographique, on trouve dans la littérature une large offre de travaux de recherche sur la modélisation par éléments finis des roulements. Les logiciels de conception et de simulation numérique, tels que ANSYS, ABAQUS, LS-DYNA, CATIA, SOLIDWORKS, sont utilisés comme outils d'analyse du comportement du roulement en utilisant les lois de la mécanique des milieux continus et du contact. Les formulations éléments finis considèrent le roulement et son logement comme des solides déformables, s'affranchissant ainsi de l'hypothèse restrictive de la rigidité des bagues. Des modèles de raideur de contact sont alors introduits pour simuler le comportement du roulement sous chargement statique. Dans ces conditions, la modélisation par éléments finis permet de reproduire les effets d'ovalisation des bagues, la déformation des pistes de roulement (changement des conformités) et de l'ensemble roulement-palier. Les effets du maillage sont également considérés afin d'évaluer leur influence sur le comportement de l'interface de contact en termes d'états de contraintes et de déformations [Zhaoping 2011, Lacroix 2015, Satheesh 2017, Sumith 2022].

D'autre part, des approches multi-échelles sont également proposées afin de corréliser la déformation macroscopique du système global à la déformation microscopique observée à l'échelle des contacts éléments roulants/pistes de roulement [Cavallaro 2004]. Dans le même esprit, des travaux sur la fatigue des roulements en dynamique ont permis d'étudier l'influence des conditions de pilotage et de montage (chargement cyclique, balourd, jeu, pivotement, etc.), des pressions de contact, de la microstructure et régime de lubrification (écaillage, phases blanches, fatigue du contact etc.) [Kania 2006, Kang 2012, Lostado 2015, Toumi 2018]. Des travaux plus récents ont montré l'intérêt de la discrétisation

Voronoi (Fig. 1.22) dans la modélisation de l'endommagement par fatigue des bagues, afin de tenir compte de l'anisotropie du matériau et de son impact sur la concentration de contraintes en sous-couche [El Laithy 2019, Vijay 2022].

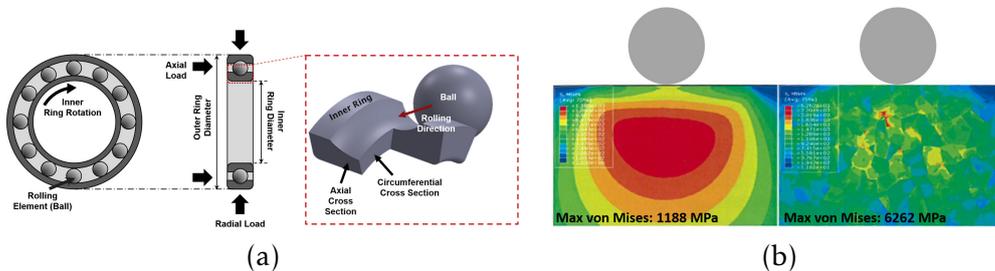


FIGURE 1.22 – Modélisation de la fatigue du contact : (a) Modèle de roulement à bille et chargement imposé - (b) Comparaison des contraintes équivalentes de von Mises obtenues par discrétisation éléments finis et Voronoi [El Laithy 2019]

Dans leur ensemble, ces travaux se placent plutôt dans un cadre de recherche académique, et sont souvent amonts. Ils demeurent pour la plupart d'entre eux difficilement utilisables dans un environnement industriel, soit en raison de la lourdeur des simulations inhérente à la gestion numérique du contact, soit en raison de la simplification de la géométrie du roulement (absence de la cage, modélisation se limitant à une portion du roulement, etc.) dans le but de réduire le temps de calcul (Fig. 1.23).

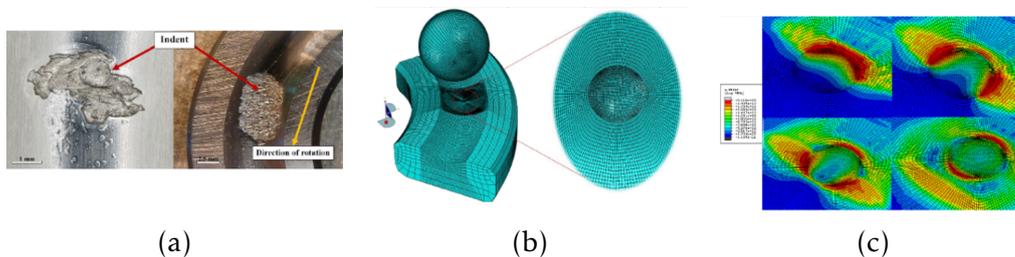


FIGURE 1.23 – Modélisation sur une portion de piste des effets de concentration de contraintes induit par écaillage : (a) Écaillage de la piste de roulement - (b) Modèle éléments finis réduit - (c) Contraintes de von Mises générées lors du passage de la bille sur la zone écaillée [Toumi 2018]

1.4.2 Modélisation analytique

Les premiers travaux réalisés dans le cadre de la modélisation analytique des roulements sont ceux de Jones [Jones 1946, Jones 1959, Jones 1960], en mettant au point une formulation, basée sur l'hypothèse de la piste de contrôle (*raceway control hypothesis*), en vue d'étudier les performances du roulement en identifiant ses grandeurs géométriques, cinématiques et dynamiques. Cette formulation présente, néanmoins, des limitations puis qu'elle s'appuie sur des relations

simples de la mécanique, et surtout, idéalise le comportement cinématique du roulement. Il n'en demeure pas moins que les modèles analytiques proposés par Jones ont, à leur époque, beaucoup aidé les fabricants à optimiser la conception des roulements. Plus tard, Harris et Gupta [Gupta 1984, Harris 2006a], et bien d'autres auteurs, ont proposé de nouveaux modèles en modifiant l'hypothèse émise par Jones pour étudier la réponse cinématique des roulements à contact oblique, les effets de glissement ou bien d'échauffement en présence de lubrifiant. Des travaux plus récents, ont conduit à des modèles analytiques s'affranchissant des hypothèses simplificatrices pour évaluer les forces centrifuges et moments gyroscopiques, en analysant les effets de pivotement et de roulement des éléments roulants en contact avec les pistes de roulement [Wang 2014b]. Par ailleurs, des approches semi-analytiques ont également apporté leur contribution pour décrire la déformation des bagues du roulement. Combinant équations mathématiques (série de Fourier) et résolution par élément finis, S. Kerst *et al.* [Kerst 2018] ont pris en compte dans leurs travaux le changement de conformité des pistes sous l'effet du chargement appliqué au roulement (Fig. 1.24). Les prédictions de la formulation proposée par les auteurs concordent avec les résultats expérimentaux, en terme de répartition des efforts supportés par les pistes de roulement.

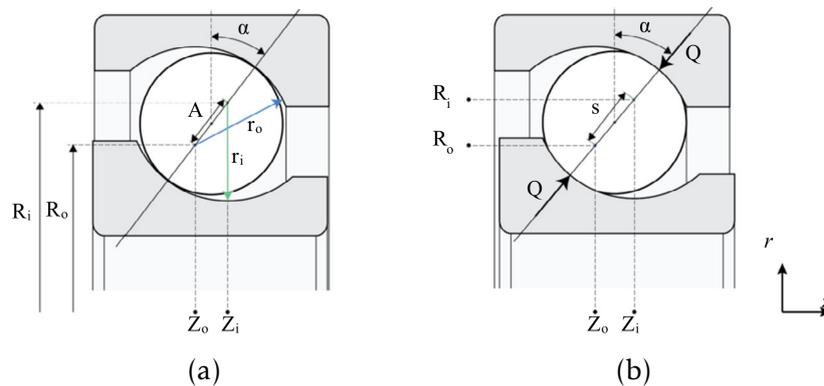


FIGURE 1.24 – Effet du chargement axial dans un roulement à billes à contact oblique : (a) roulement non chargée - (b) roulement chargée [Kerst 2018]

Par ailleurs, les méthodes semi-analytiques, couplant formulation analytique et mesures expérimentales, ont apporté des réponses quant à l'activation des mécanismes d'usure endommageant les pistes de roulement sous l'action combinée de roulement et de chargement variable [Cubillas 2022], ou encore aux conséquences d'une lubrification défailante (faible lubrification) dans un roulement à billes à contact oblique [Russell 2022].

Cette revue sur les méthodes analytiques et semi-analytiques dans le cadre de la modélisation des roulements est bien sûr non représentative de l'ensemble des travaux disponibles dans la littérature. Il convient de préciser que ces outils analytiques sont assez sophistiqués ce qui peut constituer un frein à leur

déploiement dans un contexte industriel (dans un cadre applicatif).

1.4.3 Modélisation multicorps

Le recours à la modélisation multicorps, appelée souvent par son nom anglais *multibody*, est motivé par sa souplesse et simplicité à simuler des mécanismes complexes en présence de contact unilatéral, de frottement et d'impact. Les éléments constitutifs d'un mécanisme multi-contact sont considérés parfaitement rigides pouvant être articulés entre eux [Bauchau 2011, De Jalon 2012, Peiret 2018]. Les interactions entre composants sont déterminées à l'aide de lois de contact appropriées, soit explicites (contact hertzien déformable), ou bien implicites (contact rigide, approche dynamique des contacts). Les effets de dissipation sont également pris en compte à travers une loi de frottement et un coefficient d'amortissement (ou de restitution). Les travaux pionniers menés par Gupta [Gupta 1984] sur la simulation des roulements ont notamment contribué à faire de la formulation multicorps des systèmes multi-contacts une alternative à la méthode des éléments finis. Ce type de formulation repose sur la notion de rigidité pilotée par les contacts éléments roulant/bague. Le modèle analogique du roulement est représenté par un ensemble de ressorts et amortisseurs répondant aux sollicitations extérieures de chargement et de vitesse (Fig. 1.25).

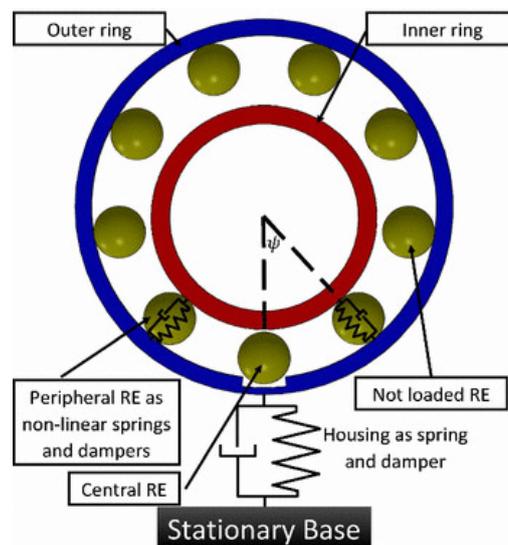


FIGURE 1.25 – Évaluation de la taille d'un défaut de type écaillage dans un roulement à contact radial par le biais d'une modélisation multicorps [Kogan 2017]

La contribution des bagues et cages sur la rigidité du système reste toutefois sous évaluée. La modélisation multicorps est bien appropriée pour mener une analyse du comportement global du roulement en configuration quasi-statique et dynamique en considérant les effets elasto-hydrodynamiques

[Nonato 2014, Hammami 2018, Scurria 2020]. En général, les études se concentrent sur les liaisons éléments roulants/bagues où le contact est hertzien et les jeux internes du roulement peuvent être considérés [Changqing 2006, Bartłomiej 2022]. La modélisation multicorps a également fait l'objet de travaux sur la simulation de la réponse dynamique et fréquentielle des roulements en présence de défauts sur la piste de roulement (*waviness defects*) [Xu 2014, Leturiondo 2016, Kogan 2017, Halminen 2017, Moazen Ahmadi 2015].

Assez souvent, les modèles multicorps décrivent de manière simplifiée le roulement, comme par exemple le fait de négliger la cage. Cette approximation géométrique a sans doute un effet sur les interactions mécaniques au sein du roulement, et par conséquent sur la réponse globale du roulement. La prise en compte des interactions entre les éléments roulants et la cage est souvent imposée par un mouvement de corps rigide, ce qui revient donc à éliminer le jeu entre les éléments roulants et la cage. Le comportement dynamique du roulement est alors étudié dans des conditions de chargement, de vitesse et d'équilibrage parfaites. Cependant, même si ces méthodes sont bien adaptées aux systèmes multi-contacts, elles ne permettent pas de modéliser les déformations des composants et contraintes associées, à l'instar de la MEF.

1.4.4 Modélisation par éléments discrets

Les premiers travaux sur la modélisation des roulements à billes par la MED ont vu le jour il y a près de 10 ans. Conduits par l'équipe MIM², de l'unité de recherche LTI³, ces travaux s'inscrivaient initialement dans le cadre du projet de recherche sur la détection de l'accostage outil de coupe/pièce pour des applications ayant trait à l'usinage à grande vitesse [ACCOST-UGV 2012]. Il s'en est ensuivi par la suite d'autres projets de recherche, successivement [SIGNATELEC 2015] et [EROLLING 2017], sur le monitoring des roulements par une mesure électrique courant-tension (Fig. 1.26(a-b)). Pour rappel, cette méthode de diagnostic novatrice a montré un fort potentiel en termes de sensibilité de la mesure temporelle à l'état mécanique du roulement, et de richesse du spectre fréquentiel qui en est déduit. Les figures 1.27(a) et 1.27(b) montre respectivement, l'évolution de la résistance électrique au cours du temps et la signature du défaut BPFO (sur la piste extérieure) mise en évidence dans l'espace fréquentiel. L'ensemble de ces projets a fortement contribué au développement de modèles physiques et outils numériques dédiés à la simulation des roulements par la MED.

Depuis 2012, les travaux de recherche menés au sein l'équipe MIM, dans le cadre de la surveillance des machines tournantes, ont clairement établi la pertinence de la MED pour la modélisation des roulements. Les travaux de thèse et postdoctoraux de Machado [Machado 2015a, Machado 2017, Machado 2018],

2. Mécanique et Ingénierie des Matériaux

3. Laboratoire des Technologies Innovantes - UR UPJV 3899

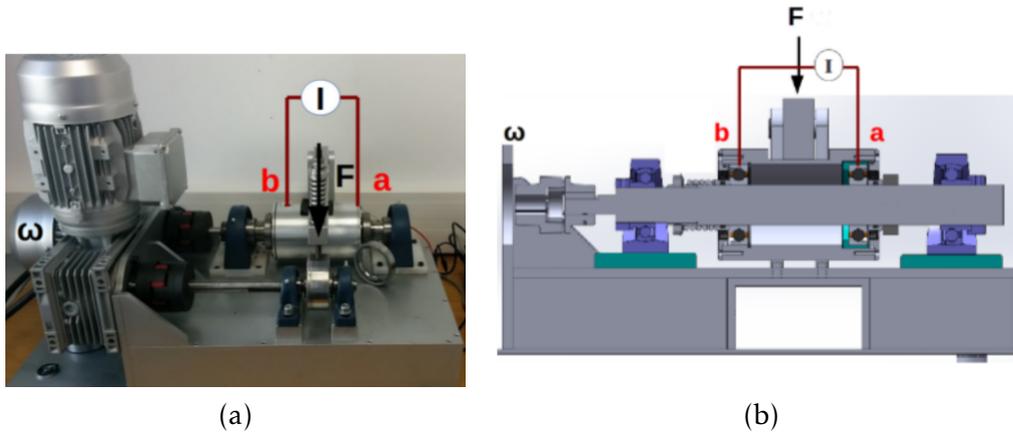


FIGURE 1.26 – (a) Banc d'essai pour le monitoring des roulements par la mesure électrique - (b) Plan de coupe du dispositif expérimental et principe de la mesure électrique [SIGNATELEC 2015, EROLLING 2017]

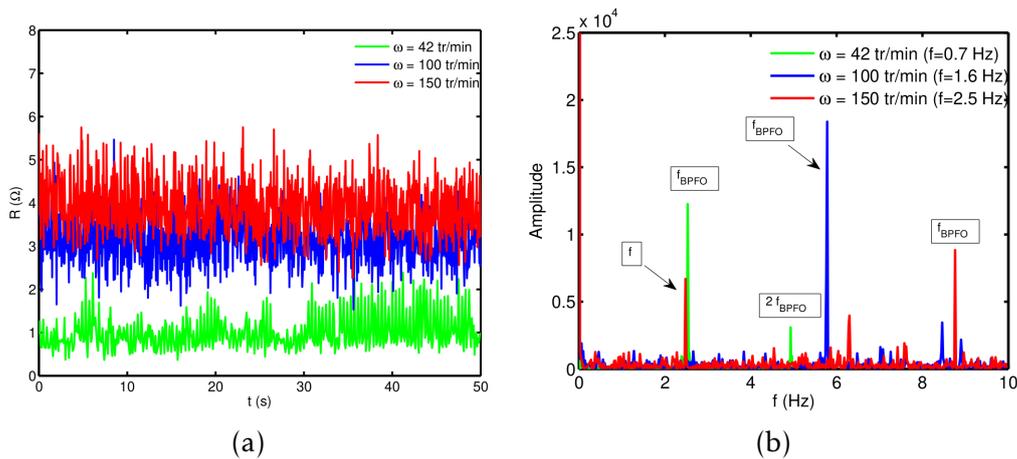


FIGURE 1.27 – (a) Signal temporel de la résistance électrique relevée sur un roulement avec un défaut sur la bague extérieure - (b) Spectre fréquentiel du signal temporel révélant le défaut de type BPFO [Machado 2015a]

précédés des travaux précurseurs réalisés par Bourbatache [Bourbatache 2013b] ont fortement contribué à l'émergence d'une activité de recherche dédiée au diagnostic électrique des roulements et à la simulation multi-physique de leur comportement. La première description discrète mise au point en 2D du roulement à billes [Bourbatache 2013b], modèle SKF 7208 à contact oblique (Fig. 1.28(a)), avait l'originalité de prendre en compte astucieusement la cage (Fig. 1.28(b)), contrairement aux modèles éléments finis, multicorps et analytiques qui considèrent parfois, voire souvent, des descriptions simplifiées (modèle réduit, absence de la cage, etc.). Ce premier modèle de roulement bidimensionnel par éléments discrets a permis de valider le concept de la

modélisation électromécanique développée dans le contexte du projet sur l'accostage outil/pièce [ACCOST-UGV 2012]. Ces premiers travaux ont ainsi contribué à la mise en œuvre d'une modélisation discrète du roulement et de corréler sa réponse électrique à son état mécanique.

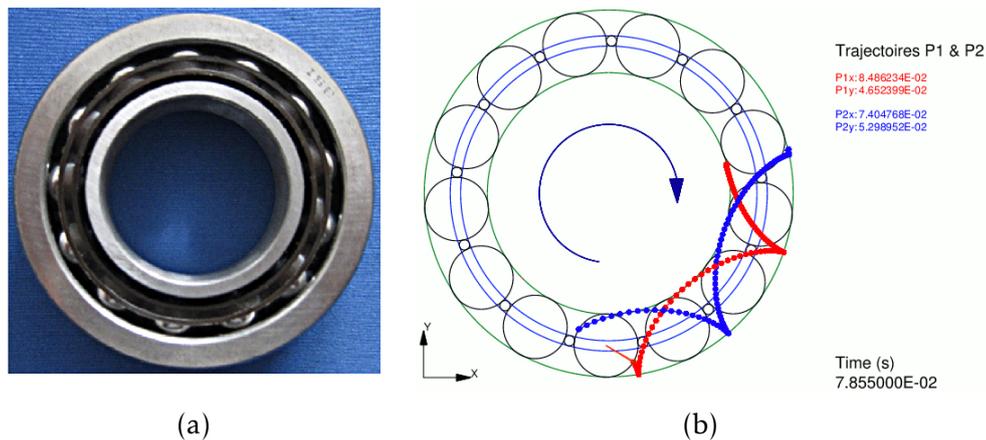


FIGURE 1.28 – (a) Roulement à billes à contact oblique 7208 - (b) Modèle discret 2D équivalent [Bourbatache 2013b]

Dans un deuxième temps, une modélisation plus sophistiquée du roulement est proposée considérant les bagues du roulements déformables. En s'appuyant une fois de plus sur le concept de la MED, Machado [Machado 2015a] a développé un modèle discret bidimensionnel avec une description multi-contact et cohésive des bagues [Machado 2017]. L'introduction d'un modèle cohésif a en effet permis de considérer les bagues du roulement comme un milieu continu déformable. Plus élaboré que la première modélisation discrète, totalement rigide, cette nouvelle description du roulement a l'avantage d'affiner, d'un point de vue tribologie, l'interface de contact bille/piste de roulement (interface multi-contact (Fig. 1.29(a))), et d'évaluer, d'un point de vue mécanique, l'état de contraintes et champ de déplacements dans les bagues (Fig. 1.29(b)).

Cette modélisation plus complète a, par ailleurs, permis d'associer le roulement à bagues déformables à un palier élastique pour évaluer le comportement du roulement dans son logement (Fig. 1.29(b)). Cet enrichissement apporté par la modélisation discrète cohésive a étendu les possibilités offertes par la mesure électrique. Toutefois, la description bidimensionnelle n'est valable que sous certaines hypothèses, ce qui exclue son application aux cas de roulements à billes à contact oblique en présence de chargement axial ou combiné (radial et axial) et effets gyroscopiques. Afin de s'affranchir de ces limitations, une description tridimensionnelle semble nécessaire afin d'étendre le modélisation discrète à une plus large gamme de roulements et de chargements. C'est dans cette optique qu'une modélisation tridimensionnelle des roulements à billes en régime de

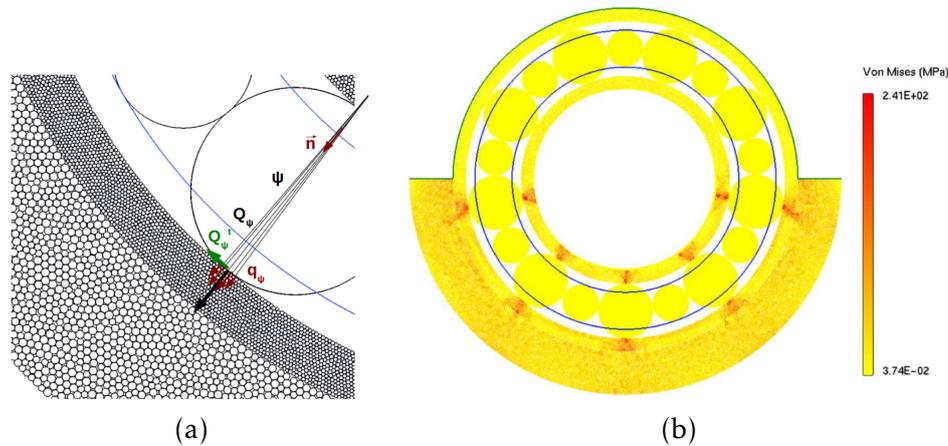


FIGURE 1.29 – (a) Interface multi-contact bille/piste de roulement - (b) Champs de contraintes dans le roulement à bagues déformables monté sur un palier déformable [Machado 2015a]

lubrification élastohydrodynamique a, donc, fait l'objet de mes travaux de thèse.

1.5 Conclusion

Cette revue bibliographique souligne le rôle majeur des roulements en tant que composant de guidage, utilisé dans les équipements tournants capable de supporter des chargements importants, tout en minimisant les frottements. Leur vulnérabilité en service fait des roulements le tendon d'Achille de la plupart des machines industrielles tournantes. Ce qui nécessite souvent des opérations de maintenance et de surveillance régulières effectuées sur ces dispositifs de guidage, pour vérifier leur bon état de fonctionnement ou leur défektivité. La surveillance des roulements s'appuie sur plusieurs techniques de mesure des signaux (vibratoires, ultrasons, électriques, thermiques) relevés au plus près des roulements, afin d'y déceler la présence d'éventuelles anomalies. Le défaut de lubrification demeure de loin celui qui impacte le plus la durée de vie des roulements, car souvent mal maîtrisée. Pour venir en appui aux techniques de mesure déployées pour la surveillance des roulements et pour comprendre le processus de leur dégradation, la modélisation a contribué au développement de plusieurs outils, à la fois analytiques et numériques. Ces outils permettent, jusqu'à une certaine mesure, d'appréhender le comportement dynamique des roulements sous chargement, les phénomènes tribologiques activés au niveau du contact lubrifié et mécanismes d'usure conduisant à l'endommagement des composants. Les outils numériques des plus simples aux plus sophistiqués ont contribué à décrire l'état mécanique du roulement chargé, les effets de changement de conformité, le caractère multi-contact de l'interface élément roulant/pistes, le niveau de contrainte en sous-couche, et les mécanismes d'usure conduisant à l'endommagement (éléments roulants et pistes de roulement).

Modélisation des roulements 6208 et 7208 par la MED

Sommaire

2.1 Introduction	47
2.2 Méthode des éléments discrets (MED)	48
2.2.1 Bref historique de la MED	48
2.2.2 Principe de la technique de détection des contacts	49
2.3 Modélisation des interactions de contact	51
2.3.1 Contact ponctuel hertzien	54
2.3.2 Contact elliptique hertzien	56
2.3.3 Coefficients d'amortissement visqueux	59
2.3.4 Discrétisations spatiale et temporelle	61
2.4 Modélisation 3D des roulements à billes	63
2.4.1 Modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208	63
2.4.2 Code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D	66
2.5 Conclusion	69

2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de décrire la mise en œuvre de la Méthode des Éléments Discrets (MED) en vue de la modélisation tridimensionnelle des roulements à billes. Il convient de rappeler que ce travail de développement numérique s'inscrit dans la continuité des travaux antérieurs menés par l'équipe Mécanique et Ingénierie des Matériaux¹ dans le cadre de ses activités de recherche sur le diagnostic des machines tournantes [[Bourbatache 2013a](#), [Machado 2015a](#), [Machado 2015b](#)]. Les modèles de roulements discrets mis au point, faisant office de jumeaux numériques, prennent en compte l'ensemble des composants du roulement à billes, en présence de contacts intermittents et/ou frottants en régime Élasto-Hydro-Dynamique (EHD). Cette modélisation discrète est proposée dans l'idée de pallier les limitations des approches par éléments finis et analytiques (une gestion plus *intuitive* des discontinuités et du contact), et de la méthode multicorps (prise en compte de la cage, voire de la déformation des bagues

1. Équipe MIM - UR LTI UPJV 3899

[Machado 2017]). La modélisation par la MED proposée dans ce travail de thèse permet de simuler de manière réaliste le comportement des roulements à billes, en vue d'en extraire une réponse multi-physique en régime EHD couplée à l'état mécanique.

2.2 Méthode des éléments discrets (MED)

Depuis maintenant plusieurs décennies, la MED est la méthode par excellence pour modéliser et simuler numériquement le comportement des systèmes discrets avec un grand nombre de particules. Initialement développée par Cundall & Strack [Cundall 1979], la MED a permis surtout de traiter des problèmes de mécanique des roches. Par la suite, son utilisation a été étendue à d'autres domaines industriels où l'on manipule des milieux granulaires, tels que le génie des procédés, l'agroalimentaire, le pharmaceutique, le ferroviaire, etc. La MED est donc considérée comme l'une des méthodes la mieux adaptée pour modéliser et simuler le comportement des systèmes fortement discontinus tels qu'une assemblée granulaire de plusieurs millions de particules. Ces systèmes discrets, constitués de particules rigides (voire déformables) en interaction entre elles, sont étudiés aussi bien en dynamique qu'en quasi-statique. Le but de la modélisation numérique par la MED est de décrire le mouvement individuel des particules, qui composent l'assemblée, à partir de la connaissance de leurs interactions réciproques.

2.2.1 Bref historique de la MED

La MED se divise en deux catégories : l'approche explicite qualifiée communément de *Smooth-DEM* et l'approche implicite appelée *NonSmooth Contact Dynamics (NSCD)* par opposition à la première. Ces deux approches diffèrent tant par le schéma d'intégration en temps des équations de la dynamique, que par les lois qui régissent les interactions de contact entre particules. L'approche *Smooth-DEM* est la plus populaire car sa mise en œuvre se distingue notamment par sa simplicité et sa souplesse [Cundall 1979, Allen 1987]. Elle autorise l'interpénétration des particules en contact, ce qui permet de déterminer les interactions de contact *via* une loi de contact régularisée (*smooth*). En fonction de la nature du milieu, ces interactions sont modélisées, soit par un système analogique de type ressort-amortisseur, soit par des forces dérivant de potentiels (dynamique moléculaire). La résolution des équations de la dynamique se base sur un schéma d'intégration explicite, avec un pas de temps qui doit être inférieur à la fréquence d'oscillation d'une onde courte du système. Dans un esprit totalement différent, l'approche *NSCD* s'appuie sur des modèles d'interactions non réguliers *via* une loi de contact Signorini-Coulomb [Moreau 1988, Jean 1995, Jean 1999]. Les efforts de contact sont déterminés à partir de lois de collision avec un coefficient de restitution. Ce sont des lois basées sur la vitesse relative des particules entrant en collision sans passer par une technique de régularisation de la loi de contact. Les grandeurs

cinématiques des particules sont calculées à l'aide d'un schéma d'intégration temporelle implicite. À noter que contrairement à l'approche *Smooth-DEM*, l'approche *NSCD* tolère des pas de temps plus grands en raison du caractère instantané des événements de collision entre particules.

La modélisation par la MED d'une assemblée de particules en interaction consiste à décrire le mouvement des particules composant le système, à savoir calculer la variation de la quantité de mouvement et du moment angulaire des particules à partir de la loi fondamentale de la dynamique (deuxième loi de Newton). Les trajectoires des particules et parois du modèle numérique sont déduites à partir d'un algorithme d'intégration (ex. schéma d'intégration Verlet Vitesse). Ci-dessous une description succincte des différentes étapes d'une résolution par la MED :

- Définir les caractéristiques du milieu discret (granulométrie, masse, nombre, forme, matériau, etc.),
- Choisir les conditions initiales et aux limites,
- Détecter tous les contacts entre les particules de l'assemblée,
- Calculer à chaque contact les forces d'interaction entre particules,
- Résoudre la deuxième loi de Newton pour déterminer l'accélération que subit chaque particule,
- Appliquer un schéma d'intégration pour déterminer la vitesse et la position de chaque particule
- Obtenir la nouvelle configuration de milieu.

Dans ce qui va suivre, on va davantage s'intéresser aux étapes de détection des contacts, à la détermination des interactions de contact et à l'intégration des équations de la dynamique.

2.2.2 Principe de la technique de détection des contacts

Le processus de détection des contacts est une étape clé lors de la mise en œuvre de la MED. Il nécessite l'utilisation d'algorithmes performants afin de réduire le coût de la simulation discrète tout en garantissant une précision suffisante. Une détection des contacts sans stratégie bien étudiée représente plus de 80% du temps de calcul par rapport aux 10% du temps nécessaire à la résolution des équations de la dynamique. Une détection "brute" des contacts consiste à identifier les candidats au contact pour chaque particule Ω_i par rapport au reste des particules Ω_j du domaine, hormis la particule elle-même ($j \neq i$). Cela implique $\frac{N_p \times (N_p + 1)}{2}$ vérifications ce qui devient rapidement rédhibitoire d'un point de vue numérique à mesure que le nombre de particules N_p du domaine est de plus en plus grand (Fig. 2.1). Dans ce cas de figure, le temps de calcul suit une évolution de type $O(n^2)$. Il est donc primordial de choisir des algorithmes de détection des contacts optimisés, sachant que les performances de ces derniers varient fortement

en fonction de la dispersion de la taille des éléments discrets du domaine, de sa densité et des conditions aux limites [Fortin 2005].

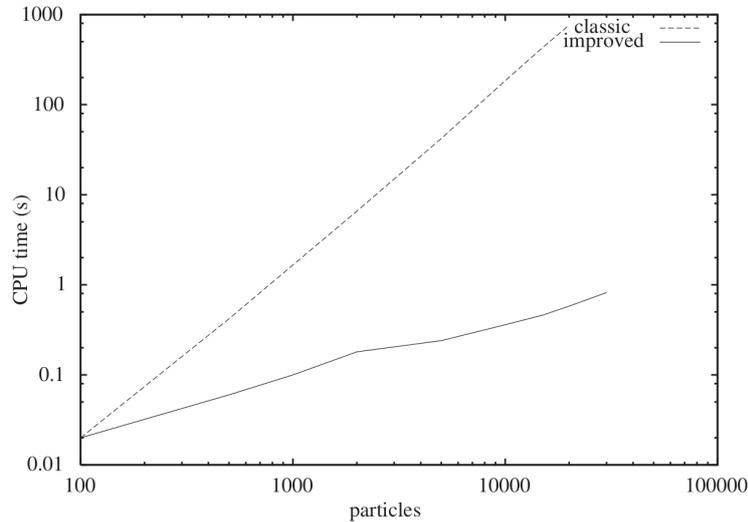


FIGURE 2.1 – Courbes CPU- N_p avec et sans optimisation de l'algorithme de détection des contacts [Fortin 2005]

Plusieurs méthodes existent dans la littérature pour réduire le coût numérique de la détection des contacts. Parmi ces techniques, il y a celle proposée dans [Cundall 1988], qui consiste à quadriller l'espace d'étude. Chaque particule localisée dans une case (T) peut être en contact avec une particule voisine située dans la même case (T) ou dans l'une des 4 cases adjacentes (V) (Fig. 2.2(a)).

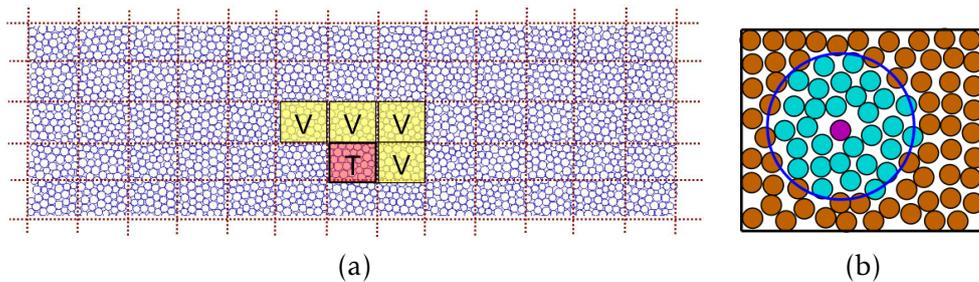


FIGURE 2.2 – Détection des contacts en utilisant : (a) la méthode des grilles - (b) la méthode "halo"

Il existe également d'autres techniques, telles que la technique "halo" utilisée comme alternative pour la détection des contacts à partir de la définition d'un sous-domaine de forme carré ou circulaire. Dans le cas d'un "halo" circulaire dont le centre est celui de la particule considérée, la vérification des contacts se fait uniquement par rapport aux particules ayant leurs centres situés à l'intérieur du "halo" (Fig. 2.2(b)). Par ailleurs, Müller [Müller 1996] a utilisé une technique de tri pour chercher le voisinage d'une particule, en rangeant les particules de droite

à gauche et de bas en haut dans deux tableaux.

En se plaçant dans le cadre de l'approche explicite (*Smooth-DEM*), la détection du contact est effective si l'interpénétration normale au plan de contact δ_n vérifie l'inégalité suivante (2.1) :

$$\delta_n = \|\widehat{X}_i - \widehat{X}_j\| - (a_i + a_j) \leq \zeta \quad (2.1)$$

où \widehat{X}_i , \widehat{X}_j , a_i et a_j sont respectivement les coordonnées des centres de gravité et les rayons des particules Ω_i et Ω_j (Fig. 2.3). ζ est une tolérance sur le seuil de détection du contact.

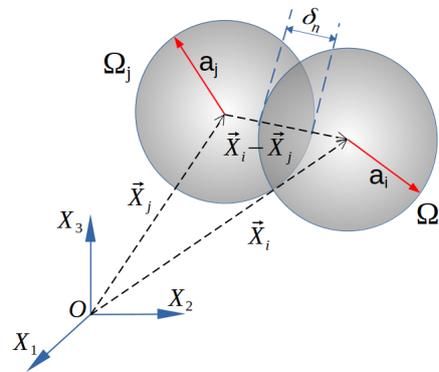


FIGURE 2.3 – Contact entre deux particules avec interpénétration

2.3 Modélisation des interactions de contact

En fonction des échelles d'étude visées, il existe deux grandes approches pour modéliser les contacts au sein d'un mouvement collectif constitué de plusieurs particules. Une première, dite macroscopique, consiste à manipuler des grandeurs supposées continues telles que les vitesses moyennes des particules et les contraintes granulaires définies sur des volumes de contrôle qui contiennent un nombre significatif de grains pour décrire le système granulaire. Ce genre d'approche permet d'étudier des systèmes à des échelles relativement grandes. L'autre approche est une description des contacts à l'échelle mésoscopique, donc à l'échelle de la taille des particules en contact (Fig. 2.3) et nécessite une description lagrangienne. À cette échelle, la résolution des contacts se fait *via* un schéma temporel, dont le pas de temps est plus petit que le temps d'un seul contact.

La MED utilisée dans le contexte de ce travail appartient à la seconde famille, où le niveau de modélisation est le plus bas. Par convention, l'effort de contact \vec{F}_{ij} résultant de l'interaction entre deux solides, par exemple l'action de la particule

Ω_i sur la particule Ω_j , est la somme vectorielle d'un effort normale \vec{F}_n et d'un effort tangentielle \vec{F}_t (Fig. 2.4).

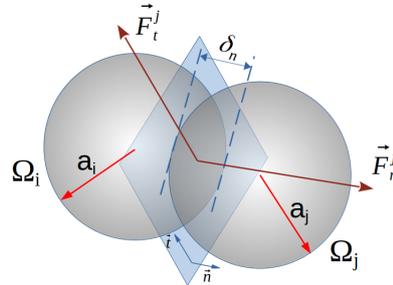


FIGURE 2.4 – Projection de l'effort de contact selon la direction normale et tangentielle

L'effort de contact \vec{F}_{ij} , projeté dans la base locale de vecteurs unitaires \vec{n} et \vec{t} , rattachée au plan de contact, s'écrit vectoriellement comme suit (2.2) :

$$\vec{F}_{ij} = F_n \vec{n} + F_t \vec{t} \quad (2.2)$$

En fonction des sollicitations mécaniques appliquées au système discret, le contact élémentaire peut amener les particules à glisser, rouler ou rebondir l'une par rapport à l'autre. Ces différents statuts au niveau du contact confèrent au milieu discret un caractère multi-contact et discontinu. Dans le cas d'une approche explicite, les interactions entre deux particules, Ω_i et Ω_j , sont régies par un modèle analogique de type masse-ressort-amortisseur placé au niveau du contact (Fig. 2.5(a)).

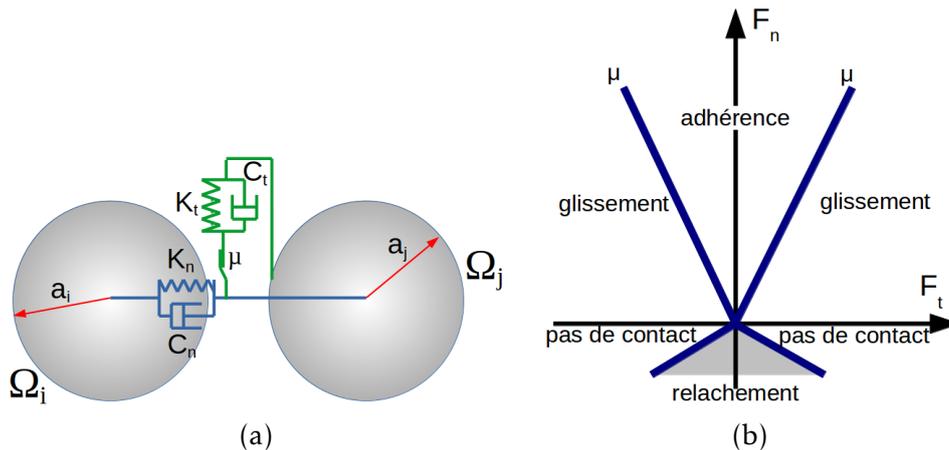


FIGURE 2.5 – (a) Modèle analogique pour la modélisation de l'effort de contact - (b) Cône de Coulomb

La composante normale \vec{F}_n de l'effort de contact s'exprime en fonction de la raideur élastique normale K_n et du coefficient d'amortissement normal C_n . En

présence d'une interpénétration, soit un enfoncement normal $\delta_n < 0$, l'effort normal \vec{F}_n traduit une opposition au mouvement relatif selon la direction normale au plan de contact et de vecteur unitaire \vec{n} (2.3) :

$$\vec{F}_n = -(K_n \cdot \delta_n + C_n \cdot \dot{u}_n) \vec{n} \quad (2.3)$$

où K_n est la raideur normale du contact caractérisant son élasticité, C_n est le coefficient d'amortissement normal et \dot{u}_n est la vitesse relative normale entre les particules Ω_i et Ω_j . À titre d'exemple, la figure 2.6(a) décrit la variation de la force normale \vec{F}_n en fonction de l'enfoncement normal δ_n dans le cas linéaire ($K_n = \text{cste}$).

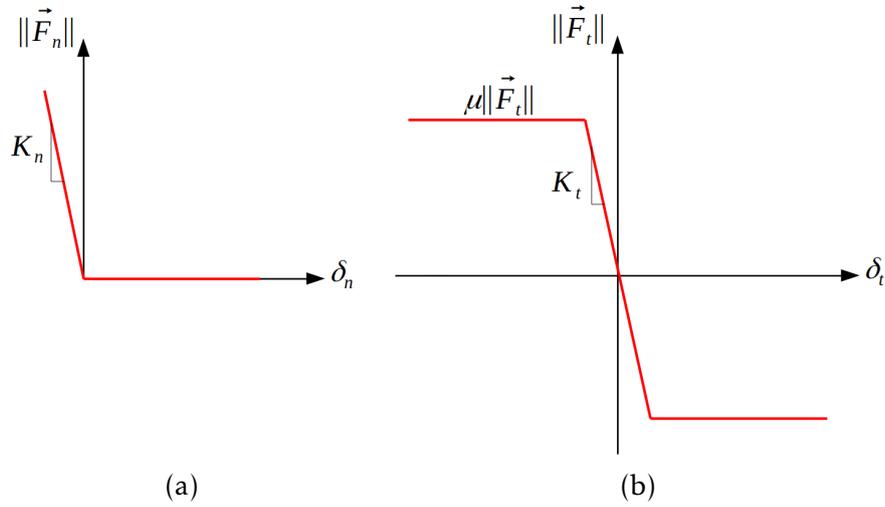


FIGURE 2.6 – Loi de contact élastique linéaire : (a) normale - (b) tangentielle

Par analogie, la composante tangentielle \vec{F}_t de l'effort de contact dépend, également, de la raideur élastique tangentielle K_t et du coefficient d'amortissement tangentiel C_t . \vec{F}_t traduit une opposition au mouvement relatif dans le plan de contact selon la direction tangentielle de vecteur unitaire \vec{t} (2.4) :

$$\vec{F}_t = -(K_t \cdot \delta_t + C_t \cdot \dot{u}_t) \vec{t} \quad (2.4)$$

où \dot{u}_t est la vitesse relative tangentielle entre les particules Ω_i et Ω_j au point de contact et δ_t est le déplacement tangentiel au contact calculé comme suit : $u_t = \dot{u}_t \times \Delta_t$, avec Δ_t le pas de temps de calcul. En présence de frottement entre les particules en contact, la composante tangentielle \vec{F}_t de l'effort de contact est donnée par la condition (2.5), permettant de vérifier le statut du contact dans le cas d'un frottement sec de Coulomb, dont la représentation graphique est communément appelée cône de Coulomb (Fig. 2.5(b)).

$$\vec{F}_t = -\left(\min\left(\|\vec{F}_t\|, \mu\|\vec{F}_n\|\right) \times \text{sgn}(\dot{u}_t)\right) \vec{t} \quad (2.5)$$

La figure 2.6(b) montre la relation linéaire entre l'effort tangentiel \vec{F}_t et le mouvement relatif tangentiel δ_t via une raideur élastique tangentielle $K_t = \text{cste}$. À la différence du cas normal, la composante tangentielle \vec{F}_t atteint une borne supérieure (ou inférieure) quand le statut du contact est qualifié de glissant.

Le choix des paramètres K_n , K_t , C_n et C_t est une étape cruciale de la modélisation de l'effort de contact, puisque celui-ci conditionne la réponse mécanique du milieu discret étudié. Il existe, en effet, plusieurs modèles dans la littérature adaptés à la nature des surfaces de contact du point de vue des leurs propriétés élastiques et géométriques. Dans le contexte de ce travail, on se place dans le cadre de la théorie de Hertz, qui stipule que la relation entre l'effort normal \vec{F}_n et l'enfoncement normal δ_n est une fonction non-linéaire. Les expressions des raideurs normale et tangentielle, respectivement K_n et K_t , sont déduites des caractéristiques élastiques des surfaces en contact et des dimensions des particules en contact. Généralement, le rapport des raideurs $\frac{K_t}{K_n}$ est compris dans l'intervalle $[\frac{2}{3}, 1]$ [Thornton 2013]. Cette limite se justifie par le fait que la plupart des matériaux ont un coefficient de Poisson ν , tel que : $\nu \in [0, 1/2]$.

En se plaçant dans le contexte de cette thèse, à savoir celui de la modélisation discrète des roulements à billes, deux types de contacts sont à distinguer : le contact ponctuel (bille/bille) et le contact elliptique (bille/piste de roulement). Cette distinction se justifie en raison de la présence de ces deux types de contacts dans les roulements à billes. Par conséquent, on doit tenir compte de cette spécificité dans la modélisation discrète proposée.

2.3.1 Contact ponctuel hertzien

Considérons deux particules sphériques Ω_j et Ω_i de même matériau en contact (Fig. 2.6). Les efforts normaux \vec{F}_n^i et \vec{F}_n^j résultant des interactions réciproques entre les deux particules sont de même intensité et de sens contraire. Ils sont calculés à l'aide de la raideur élastique normale de contact K_n et l'interpénétration normale δ_n .

Selon la théorie de Hertz [Hertz 1896] sur le contact élastique, la raideur normale du contact K_n est elle-même fonction de l'enfoncement normal δ_n ($K_n \propto \delta_n^{1/2}$). D'après les travaux de Mindlin et Deresiewicz [Mindlin 1953], la raideur élastique normale K_n pour un contact ponctuel de type hertzien est donnée par l'expression (2.6) :

$$K_n = \frac{4G\sqrt{R_{eff}}}{3(1-\nu)} \delta_n^{1/2} \quad (2.6)$$

où $R_{eff} = \frac{a_i a_j}{a_i + a_j}$ est le rayon effectif, a_i et a_j sont respectivement les rayons des particules en contact Ω_i et Ω_j , G est le module de cisaillement ($G = \frac{E}{2(1+\nu)}$), E et ν ,

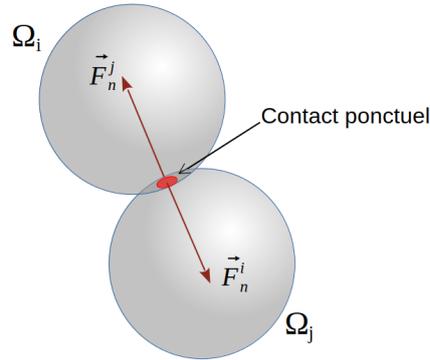


FIGURE 2.7 – Contact ponctuel hertzien

sont respectivement le module de Young et le coefficient de Poisson du matériau. Sous l'hypothèse d'un contact sans glissement [Tsuji 1992], la raideur tangentielle s'écrit comme suit (2.7) :

$$K_t = \frac{2(3R_{eff}G^2(1-\nu))^{1/3}}{(2-\nu)}|F_n|^{1/3} \quad (2.7)$$

Pour une large classe de matériaux avec un coefficient de Poisson ν d'environ 0.3, le ratio entre la raideur tangentielle et normale $\frac{K_t}{K_n}$ est proche de 0.8 [Thornton 2013]. Cette valeur est aussi considérée pour le ratio des coefficients d'amortissement tangential et normal $\frac{C_t}{C_n}$ [Thornton 1988]. Par analogie à un système harmonique amorti, le coefficient d'amortissement C_n est calculé par le biais de l'expression (2.8) :

$$C_n = 2\sqrt{K_n m_{ij}} \times \tau \quad (2.8)$$

où $m_{ij} = \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}$ est la masse réduite des particules en contact Ω_i et Ω_j et τ est un paramètre d'ajustement compris dans l'intervalle $[0, 1]$. Si $\tau = 1$ l'amortissement est critique.

Pour conclure, le choix d'une loi de contact élastique hertzienne conduit à une relation de proportionnalité non-linéaire entre la force normale \vec{F}_n et l'interpénétration δ_n (2.9) :

$$F_n \propto (\delta_n)^m \quad (2.9)$$

L'exposant $m = \frac{3}{2}$ est caractéristique d'un contact élastique ponctuel de type hertzien. Par ailleurs, d'autres modèles hertziens existent pour d'autres types de contacts, comme par exemple le contact linéique cylindre/plan ou cylindre/cylindre [Hertz 1896], où cette fois-ci l'effort normal de contact F_n varie linéairement en fonction de l'interpénétration δ_n . Dans le cas de deux cylindres de longueur L en contact, l'expression de l'effort normal de contact s'écrit sous

la forme : $F_n = K_n \delta_n$ avec $K_n = \frac{\pi GL}{8(1-\nu)}$. La figure (2.8) compare l'effort normal de contact calculé avec le modèle linéaire et non-linéaire, respectivement dans le cas d'un contact linéique et ponctuel.

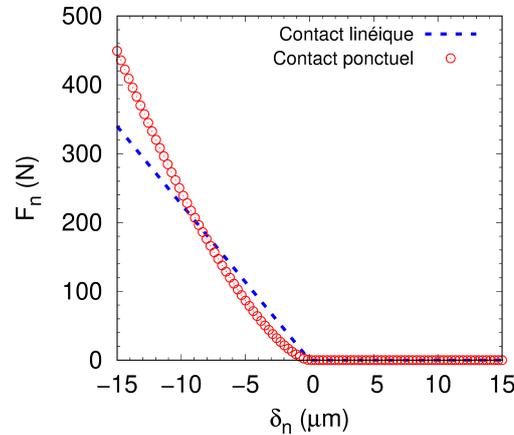


FIGURE 2.8 – Forces normales de contact obtenues avec les modèles linéique et ponctuel pour un contact hertzien

2.3.2 Contact elliptique hertzien

Compte tenu du cadre dans lequel se place ce travail de thèse, à savoir le développement d'un modèle numérique des roulements à billes, on rappelle ici que l'on ne peut pas se restreindre uniquement au cas du contact ponctuel. En effet, la spécificité de la géométrie des pistes de roulement induit une configuration de contact qui nécessite une modélisation plus adaptée au contact billes (ou éléments roulants)/pistes de roulement. De par leur géométrie de forme torique, les pistes de roulement des bagues intérieure et extérieure d'un roulement à billes à contact radial, établissent sous l'effet d'un chargement radial avec les éléments roulants des aires de contact elliptiques (Fig. 2.9).

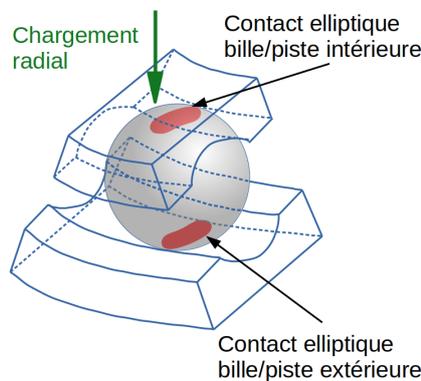


FIGURE 2.9 – Contact elliptique hertzien

Sous l'hypothèse d'un contact hertzien, les raideurs élastiques au niveau des contacts billes/pistes de roulement, selon la définition donnée par Hamrock et Anderson [Hamrock 1983], dépendent d'un paramètre adimensionnel κ , qui caractérise l'ellipticité du contact (2.10). κ exprime le ratio entre les deux demi-axes de l'aire de contact elliptique, respectivement par rapport à la direction transverse de roulement (axe Y) et dans le sens de roulement (axe X). Pour faciliter le calcul de l'ellipticité, les deux auteurs ont proposé une approximation de κ pour l'intégrer dans le modèle de raideur [Hamrock 1983]. Désignée par $\bar{\kappa}$, l'approximation de l'ellipticité de l'aire de contact s'exprime en fonction des rayons de courbures R_x et R_y définis, respectivement par rapport aux directions de roulement et transverse.

$$\bar{\kappa} = \alpha^{\frac{2}{\pi}} \quad (2.10)$$

avec $\alpha = \frac{R_y}{R_x}$. Les figures 2.10(a-b) permettent de distinguer les deux configurations de contact, respectivement celle du contact bille/piste extérieure et celle du contact bille/piste intérieure. Par ailleurs, lorsque l'on se place par rapport à la direction de roulement (axe X), les contacts bille/piste extérieure et bille/piste intérieure sont considérés, respectivement de concave et convexe (Fig. 2.10(a)), et lorsque l'on se place par rapport à la direction transverse (axe Y) les deux contacts sont concaves (Fig. 2.10(a)).

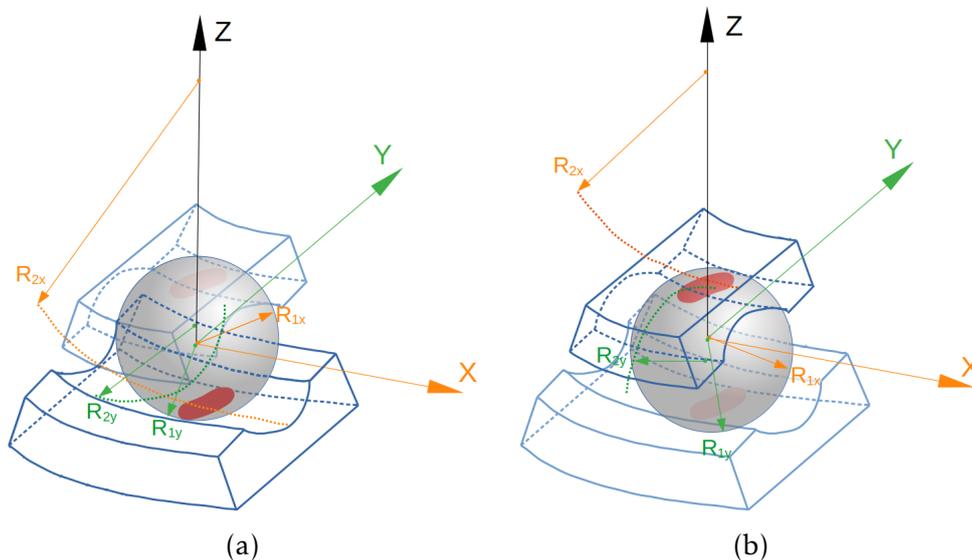


FIGURE 2.10 – Définition des rayons de courbures : (a) contact bille/piste extérieure - (b) contact bille/piste intérieure

Les rayons de courbure, R_x et R_y , respectivement dans les directions de roulement et transverse, sont donnés par le système suivant (2.11) :

$$\begin{cases} \frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} \pm \frac{1}{R_{2x}}, R_{1x} < R_{2x} \\ \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} - \frac{1}{R_{2y}}, R_{1y} < R_{2y} \end{cases} \quad (2.11)$$

Il convient, toutefois, de préciser que l'inverse du rayon de courbure est équivalent à la somme des inverses des rayons, lorsqu'il s'agit d'un contact convexe, et à la différence des inverses des rayons dans le cas concave. À noter que par inverses des rayons, on sous-entend les inverses des rayons de la bille et des pistes de roulement dans les directions de roulement et transverse.

La solution classique pour un contact elliptique hertzien requiert, d'une part, la définition de l'ellipticité κ (ou d'une ellipticité approximée $\bar{\kappa}$), et d'autre part, le calcul des intégrales elliptiques de premier et second type, respectivement \mathcal{F} et \mathcal{E} [Hamrock 1982]. Il est, néanmoins, admis qu'une approximation des deux intégrales elliptiques, respectivement $\bar{\mathcal{F}}$ et $\bar{\mathcal{E}}$, peut être envisagée avec une erreur tolérable (2.12).

$$\begin{cases} \bar{\mathcal{F}} = \frac{\pi}{2} + q \ln \alpha \\ \bar{\mathcal{E}} = 1 + \frac{q}{\alpha} \\ q = \frac{\pi}{2} - 1 \end{cases} \quad (2.12)$$

Les courbes représentées à la figure 2.11 montrent une variation croissante et continue de l'ellipticité κ en fonction du rapport $\frac{R_y}{R_x}$. S'agissant des intégrales elliptiques $\bar{\mathcal{E}}$ et $\bar{\mathcal{F}}$, celles-ci évoluent de manière antagoniste (respectivement décroissante et croissante) pour de faibles valeurs de $\frac{R_y}{R_x}$. À mesure que le rapport des rayons de courbures $\frac{R_y}{R_x}$ croît, les intégrales elliptiques $\bar{\mathcal{E}}$ et $\bar{\mathcal{F}}$ tendent toutes les deux vers des valeurs constantes.

L'expression de la raideur élastique normale K_n , en tenant compte des propriétés élastiques des matériaux et de la géométrie des surfaces en contact, est donnée par l'équation (2.13) :

$$\begin{cases} K_n = \pi \bar{\kappa} E_{eff} \sqrt{\frac{2\bar{\mathcal{E}} R_{eff}}{9\bar{\mathcal{F}}^3}} \delta_n^{1/2} \\ E_{eff} = \frac{2G}{(1-\nu)} ; R_{eff} = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \end{cases} \quad (2.13)$$

avec E_{eff} et R_{eff} respectivement le module d'élasticité effectif et le rayon de courbure effectif.

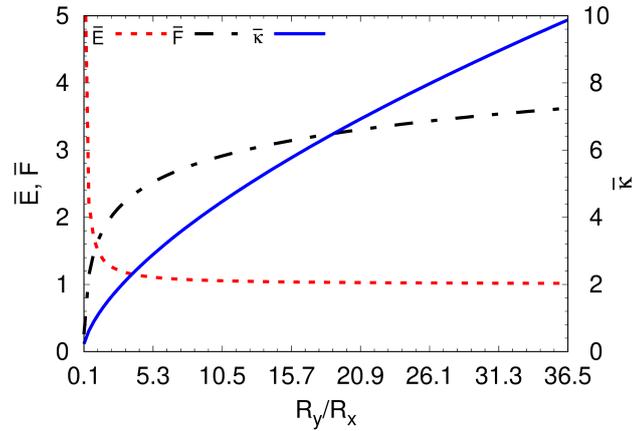


FIGURE 2.11 – Intégrales elliptiques $\bar{\mathcal{F}}$ et $\bar{\mathcal{E}}$ (resp. de 1^{re} et 2^e type) et paramètre d'ellipticité en fonction du ratio α

La raideur élastique normale K_n , à l'image de celle utilisée dans le cas d'un contact ponctuel, porte aussi la signature typique d'un contact hertzien, à savoir une raideur dépendant de l'interpénétration normale δ_n à la puissance $\frac{1}{2}$: $K_n \propto (\delta_n)^{\frac{1}{2}}$.

2.3.3 Coefficients d'amortissement visqueux

Les interactions de contact normale et tangentielle (2.3) et (2.4) comportent des termes liés à la dissipation visqueuse, par le biais des coefficients d'amortissement C_n et C_t . L'effet de l'amortissement normal est souvent considéré comme étant la combinaison de deux types d'amortissements : structurale ou hystérétique (déformation plastique due au frottement interne), fluide ou externe (présence d'agent externe tel qu'un lubrifiant). En faisant l'hypothèse que le système multi-contact est isolé, la troisième source d'amortissement liée à l'environnement ne sera pas prise en compte. Le coefficient d'amortissement C_n est donné par l'équation (2.14) :

$$C_n = C_{hyst} + C_{fluide} \quad (2.14)$$

où C_{hyst} et C_{fluide} sont respectivement l'amortissement hystérétique et fluide.

L'amortissement structural (hystérétique) a pour origine la déformation plastique des surfaces en contact causée par le frottement interne à l'échelle de la microstructure [Hunt 1975, Liu 2011]. Dans le cas d'un roulement à billes et quelle que soit la nature du contact, le coefficient d'amortissement hystérétique est donné par l'expression (2.15) :

$$C_{hyst} = \frac{3\gamma K_n \delta_n}{2} \quad (2.15)$$

avec γ coefficient hystérétique compris dans l'intervalle $[0.08 - 0.32] s.m^{-1}$. À titre d'exemple, pour des surfaces de contact en acier γ vaut $0.08 s.m^{-1}$.

Pour prévenir l'usure des composants mécaniques de transmission (engrenages, cames) ou de guidage (roulements, paliers), la lubrification est le moyen de protection le plus couramment utilisé pour réduire l'impact du chargement tribologique au niveau des surfaces de contact. Dans le cas des roulements le contact est considéré non conforme opérant, sous certaines conditions de fonctionnement, en régime de lubrification Élasto-Hydro-Dynamique (EHD). En configuration EHD, le lubrifiant est présent en épaisseur suffisante à l'interface de contact ($> 1\mu m$), au point de générer un amortissement de type fluide. Depuis plusieurs années, le comportement tribologique du contact lubrifié a été abondamment investigué par plusieurs auteurs. Parmi les travaux qui font référence au sein de la communauté des tribologues, il y a ceux d'Hamrock et Dowson [Hamrock 2004, Dowson 2014], lesquels ont mis au point des modèles empiriques capables de prédire l'épaisseur du film fluide en fonction du régime de lubrification. Dans le cas d'un contact elliptique (bille/piste de roulement), Waldrod et Stone [Walford 1983] ont proposé un coefficient d'amortissement fluide, fonction de l'épaisseur du lubrifiant présent à l'interface de contact, permettant de considérer son effet dissipatif (2.16) :

$$C_{fluide} = \frac{3}{\sqrt{2}} \frac{\pi \eta R_b^{3/2} a}{h_{min}^{3/2}} \quad (2.16)$$

avec η la viscosité dynamique du fluide à la température de fonctionnement et la pression atmosphérique, et a le demi-axe majeur de l'aire de contact elliptique. Les paramètres R_b , h_c , h_{min} sont respectivement le rayon de l'élément roulant, l'épaisseur centrale et l'épaisseur minimale du film fluide (Fig. 2.12). À titre d'exemple, $\eta = 0.081 N.s.m^{-2}$ pour une huile minérale utilisée pour la lubrification des composants de transmission et de guidage.

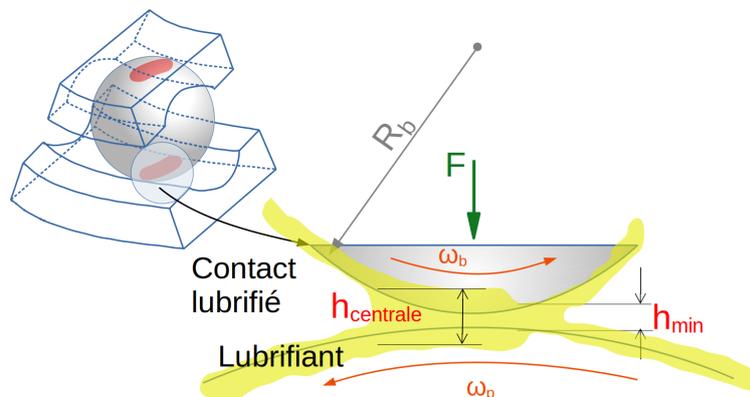


FIGURE 2.12 – Représentation schématique de la formation d'un film fluide à l'interface de contact bille/piste de roulement en régime EHD

En tenant compte de l'effet de la pression au contact sur le film fluide, Hamrock a établi l'expression de h_{min} en régime piézo-visqueux-élastique [Hamrock 1983]. Une formulation enrichie de h_{min} est proposée par Masjedi et Khonsari [Masjedi 2015], dans laquelle les auteurs ont introduit le paramètre d'ellipticité κ (2.17) :

$$\frac{h_{min}}{R_x} = 1.637 \widetilde{U}_r^{0.711\kappa-0.023} \widetilde{E}^{0.65\kappa-0.045} \widetilde{W}^{-0.09\kappa-0.15} (1 - 0.974 \times e^{-0.676\kappa}) \quad (2.17)$$

où \widetilde{E} , \widetilde{U}_r et \widetilde{W} sont trois paramètres sans dimension, tels que : $\widetilde{E} = \xi E_{eff}$, avec ξ le coefficient de piézoviscosité de Barus du lubrifiant à la température de fonctionnement et pression atmosphérique ($\xi = 2.45 \times 10^{-8} m^2.N^{-1}$ pour une huile minérale à 40° C), $E_{eff} = \frac{E}{1-\nu^2}$ le module d'élasticité effectif de l'acier ; $\widetilde{U}_r = \frac{\eta U_r}{E_{eff} R_x}$, avec U_r la vitesse de roulement et R_x le rayon de courbure selon la direction de roulement ; $\widetilde{W} = \frac{F_n}{E_{eff} R_x^2}$, avec F_n l'effort normal au contact.

2.3.4 Discrétisations spatiale et temporelle

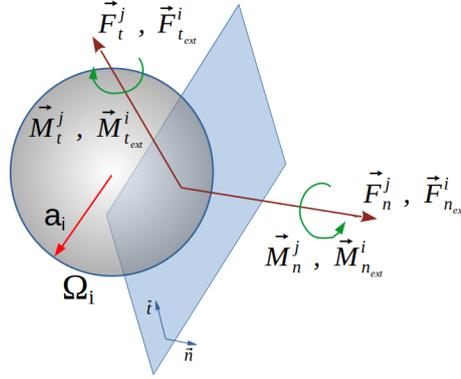
La modélisation du comportement dynamique d'un milieu discret consiste à résoudre le principe fondamental de la dynamique (2^e loi de Newton) pour chaque particule Ω_i du système 2.18 :

$$\begin{cases} M_i \ddot{u}_i = F^\alpha + F_i^{ext} \\ I_i \ddot{\theta}_i = M^\alpha + M_i^{ext} \end{cases} \quad (2.18)$$

où \ddot{u}_i et $\ddot{\theta}_i$ sont respectivement les accélérations linéaires et angulaires de la particule Ω_i , M_i et I_i respectivement sa masse et son moment d'inertie. $F^\alpha = \sum_{j \neq i} F_{ij}$ et $M^\alpha = \sum_{j \neq i} M_{ij}$ sont les résultantes des efforts de contact et moments exercés par les particules Ω_j ($j = 1, \alpha$) sur la particule Ω_i . À noter que le moment M_{ij} résulte du produit vectoriel : $\overrightarrow{M}_{ij} = \overrightarrow{F}_{ij} \wedge \overrightarrow{a}_i$. Les termes F_i^{ext} et M_i^{ext} sont respectivement les efforts et moments extérieures agissant sur Ω_i (Fig. 2.13).

Il convient de préciser que la composante tangentielle de la force de contact représente la résultante de deux composantes tangentielles exprimées par rapport à deux directions orthogonales situées dans le plan de contact.

Sur le plan de la discrétisation temporelle, deux schémas d'intégration en temps sont communément adoptés : implicite et explicite. Le choix de l'un ou l'autre est lié à la nature du système discret étudié et au problème abordé. Dans le cadre de ce travail sur la modélisation discrète des roulements à billes, le choix qui a été fait est celui d'une approche explicite, bien adaptée à la modélisation des roulements à billes. La résolution des équations de la dynamique est basée sur un schéma d'intégration en temps explicite de type Verlet-vitesses (2.19).

FIGURE 2.13 – Efforts et moments agissant sur la particule Ω_i

$$\begin{cases} u(t + \Delta t) = u(t) + \Delta t \dot{u}(t) + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u}(t) \\ \dot{u}(t + \Delta t) = \dot{u}(t) + \frac{\Delta t}{2} (\ddot{u}(t) + \ddot{u}(t + \Delta t)) \end{cases} \quad (2.19)$$

Le pas de temps de calcul a un rôle important sur la stabilité de la résolution par la MED. Il doit être adapté au cas étudié pour éviter la propagation des perturbations provoquées au niveau du contact. Un compromis doit être trouvé entre la rigidité, l'amortissement, la densité et le pas de temps. Le choix d'une loi de comportement locale, effective au contact va conditionner les propriétés du milieu modélisé.

Afin d'assurer la stabilité numérique de la résolution des équations de la dynamique du système discret, la mise en œuvre du schéma d'intégration explicite nécessite la définition d'un pas de temps critique $\Delta t_{critique}$. Tout d'abord, un pas de temps critique Δt_{crit}^c est calculé à l'échelle d'un contact élémentaire c entre deux particules Ω_i et Ω_j par le biais de l'équation (2.20) :

$$\Delta t_{crit}^c = \min \left(\sqrt{\frac{m_{ij}}{K_n}}, \sqrt{\frac{I}{K_t \times a_{i,j}^2}} \right) \quad (2.20)$$

avec m_{ij} la masse réduite, I le moment d'inertie et $a_{i,j} = \min(a_i, a_j)$. Le pas de temps critique Δt_{crit} pour l'ensemble du système discret est évalué par l'expression (2.21) :

$$\Delta t_{crit} = C_s^t \times \min_{c \in N_c} \Delta t_{crit}^c \quad (2.21)$$

N_c désigne l'ensemble des contacts du système discret et C_s^t est un coefficient de sécurité inférieur à 0.1. Ce coefficient de sécurité permet de limiter à une seule fois le calcul de la valeur du pas de temps critique au cours de la résolution des équations dynamiques du système discret.

2.4 Modélisation 3D des roulements à billes

Après avoir passé en revue les outils nécessaires à la mise en œuvre de la modélisation par la MED, à savoir la détection des contacts, le modèle d'interaction de contact, la discrétisation des équations de la dynamique et le schéma d'intégration temporel, il s'agit maintenant de présenter les modèles tridimensionnels des roulements à billes sur lesquels on s'est appuyé durant ce travail de thèse. Deux types de roulements ont fait l'objet d'une modélisation par la MED, respectivement le modèle SKF 6208 à contact radial (Fig. 2.14(a)) et le modèle SKF 7208 à contact oblique (Fig. 2.14(b)). Le choix de ces deux roulements se justifie car ils permettent de valider la modélisation discrète en considérant deux configurations, la première avec uniquement des sollicitations radiales (roulement 6208) et la seconde permettant de combiner des sollicitations radiales et axiales (roulement 7208). Par ailleurs, ces deux roulements à billes sont utilisés dans une large gamme de machines tournantes.



FIGURE 2.14 – Roulements à billes : (a) modèle SKF 6208 à contact radial - (b) modèle SKF 7208 à contact oblique

2.4.1 Modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208

Les modèles discrets des deux roulements à billes sont implémentés dans le code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D, développé par l'équipe MIM² du Laboratoire des Technologies Innovantes (LTI - UR UPJV 3899). Une présentation de l'outil de calcul MULTICOR3D et de ces différents modules est donnée à la fin du chapitre. Il convient de préciser que la modélisation tridimensionnelle proposée, contrairement à certains modèles existants (éléments finis, multicorps ou analytique), présente l'avantage de prendre en compte de manière astucieuse l'ensemble des composants du roulement : les éléments roulants (billes), les bagues (pistes de roulement) et la cage (Fig. 2.15(a-b)). Les caractéristiques

2. Mécanique et Ingénierie des Matériaux

géométriques des composants des deux roulements modélisés (6208 et 7208) sont données dans le tableau 2.1.

Composant	Bille	Bagues	Pistes	Cage (6208-7208)
Rayon	R_b	$R_i - R_o$	$R_c^i = R_c^o$	R_z
Dimension (mm)	6.3	24.0 - 36.6	6.552	4.19 - 1.01

TABLE 2.1 – Caractéristiques géométriques des roulements SKF 6208 et SKF 7208

avec R_b le rayon des billes, R_i et R_o respectivement les rayons des pistes intérieure et extérieure dans la direction de roulement, R_c^i et R_c^o respectivement leurs rayons intérieur et extérieur dans la direction transverse au roulement. Par souci de clarté, il convient de préciser que les rayons R_b , $R_{i,o}$ et $R_c^{i,o}$ correspondent respectivement aux rayons $R_{1x} = R_{1y}$, R_{2x} et R_{2y} de l'équation (2.11).

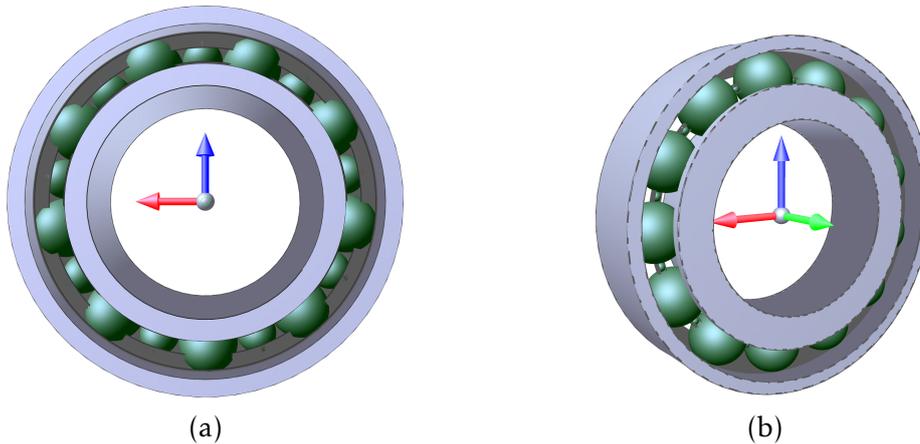


FIGURE 2.15 – Modèles discrets 3D des roulements à billes : (a) SKF 6208 à contact radial - (b) SKF 7208 à contact oblique

Dans le cas du roulement à contact radial 6208 (*resp.* à contact oblique 7208), le nombre d'éléments roulants placés entre les pistes de roulement interne et externe est $Z = 9$ (*resp.* $Z = 13$). À noter que 9 (*resp.* 13) billes de rayon R_z en contact avec deux parois additionnelles toriques, faisant office de cage, viennent compléter le modèle 3D discret du roulement à contact radial 6208 (Fig. 2.16(a)) (*resp.* roulement à contact oblique 7208 (Fig. 2.16(b))). Par ailleurs, le rôle de la cage est double, puisqu'elle assure, d'une part, une répartition conforme du chargement dans le roulement, et d'autre part, un espacement entre les éléments roulants lors du fonctionnement. Il convient toutefois de préciser que les éléments constitutifs de la cage n'interagissent qu'avec les éléments roulants et les parois additionnelles toriques.

La figure 2.17 donne une représentation éclatée des roulements à billes modélisés.

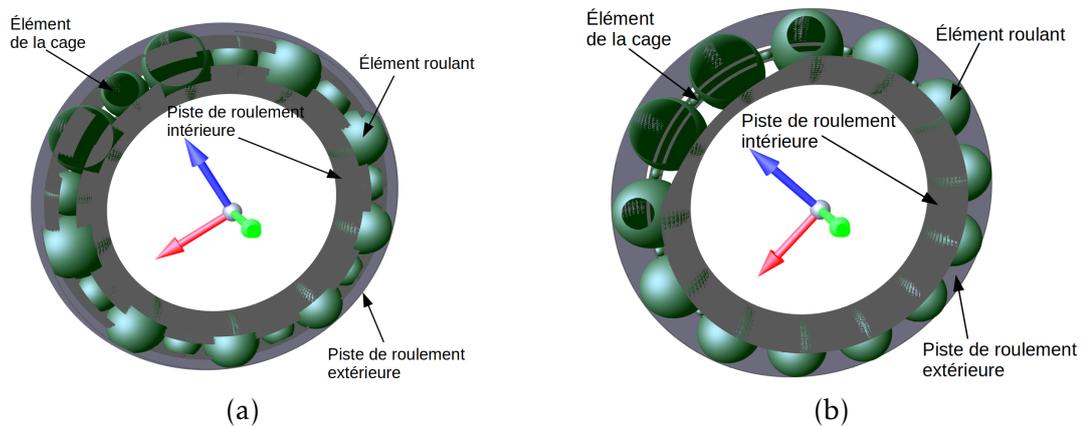


FIGURE 2.16 – Éléments constitutifs du roulement (éléments roulants, cage, pistes de roulement) : (a) 6208 à contact radial - (b) 7208 à contact oblique

On distingue, respectivement sur la figure 2.17(a) et 2.17(b) les éléments roulants en contact avec les éléments de la cage, ainsi que les pistes de roulement des deux bagues, intérieures et extérieures. Un aspect important mérite d'être souligné par rapport à la modélisation discrète mis au point, et celui relatif à la prise en compte des conformités des pistes de roulement conformément aux préconisations des fabricants. Cet aspect de la modélisation sera plus longuement abordé dans le chapitre suivant.

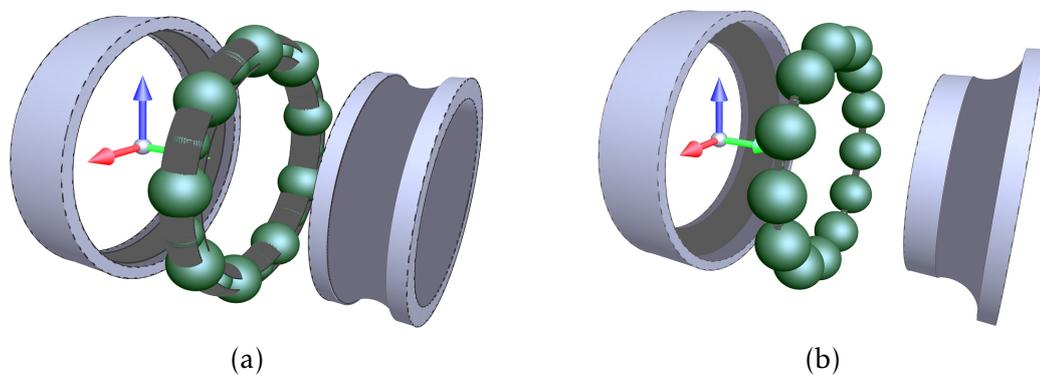


FIGURE 2.17 – Vues éclatées des modèles discrets 3D des roulements à billes : (a) SKF 6208 à contact radial - (b) SKF 7208 à contact oblique

L'implémentation de la formulation explicite de la MED [Cundall 1979] dans les modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208, sous chargement dynamique, permet donc de modéliser les interactions de contact normales et tangentielles, F_n , F_t , entre les différents composants du roulement. Les contacts dans le modèle discret de roulement à billes sont de 3 types : contact elliptique élément roulant/piste de roulement, contact elliptique élément de la cage/paroi torique (cage) et contact ponctuel élément roulant/élément de la cage.

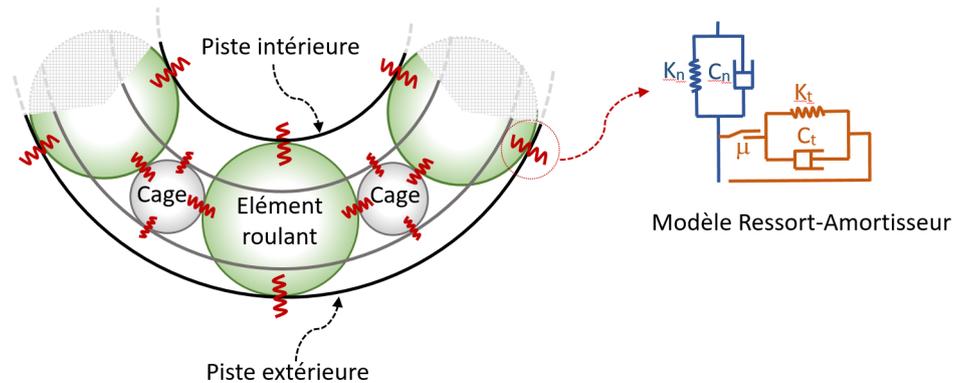


FIGURE 2.18 – Modélisation des interactions de contact dans le roulement

À l'échelle de chaque contact, on introduit un modèle analogique composé d'un ressort et d'un amortisseur en parallèle (modèle de Kelvin-Voigt), qui tient compte de l'élasticité du contact (elliptique ou ponctuel) grâce aux raideurs normale et tangentielle K_n , K_t , de l'amortissement (hystérétique ou fluide) au niveau du contact par le biais des coefficients C_n , C_t , ainsi que des effets de glissement *via* le coefficient de frottement μ (Fig. 2.18).

2.4.2 Code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D

Le code de calcul ayant servi d'outil de modélisation et de simulation du comportement dynamique des roulements à billes 6208 et 7208 est le logiciel MULTICOR3D, développé initialement par Issa Sanni et Jérôme Fortin [Sanni 2006]. Ce code de calcul écrit en langage de programmation Fortran 90, dans lequel a été initialement implémenté la formulation implicite de la MED (Dynamique des Contacts [Moreau 1988, Jean 1995]), était basé sur le formalisme du bipotentiel pour la prédiction des interactions et statuts des contacts au sein d'une assemblée granulaire [De Saxcé 1998]. Sous cette configuration, le code a été par la suite développé et mis en œuvre avec succès, dans le cadre de la thèse de Sylvain Martin sur le frittage des poudres à l'état solide pour des applications nucléaires [Martin 2013, Martin 2015]. Plus récemment, lors de la thèse de Zahra Afrassiabian, l'approche explicite de la MED a été implémentée dans le logiciel MULTICOR3D afin d'étudier le phénomène de mottage (agglomération) des poudres en présence des forces capillaires et liens solides [Afrasabian 2019, Afrassiabian 2020]. La simulation du mottage par la MED a surtout permis d'étudier le comportement des poudres mottées sous chargements mécaniques en quasi-statique. D'autres applications ont également été simulées avec l'outil de calcul MULTICOR3D, telles que le transfert thermique dans un empilement granulaire pour le stockage thermique, ou encore la vidange des silos pour traiter des problématiques sur l'écoulement granulaire et le temps de séjour (Fig. 2.19). L'ensemble de ses travaux de recherche ont fortement

contribué au développement d'un outil de calcul à la fois flexible et simple d'utilisation, dans lequel chaque doctorant doit être en mesure d'implémenter sans trop de difficultés ses propres routines.

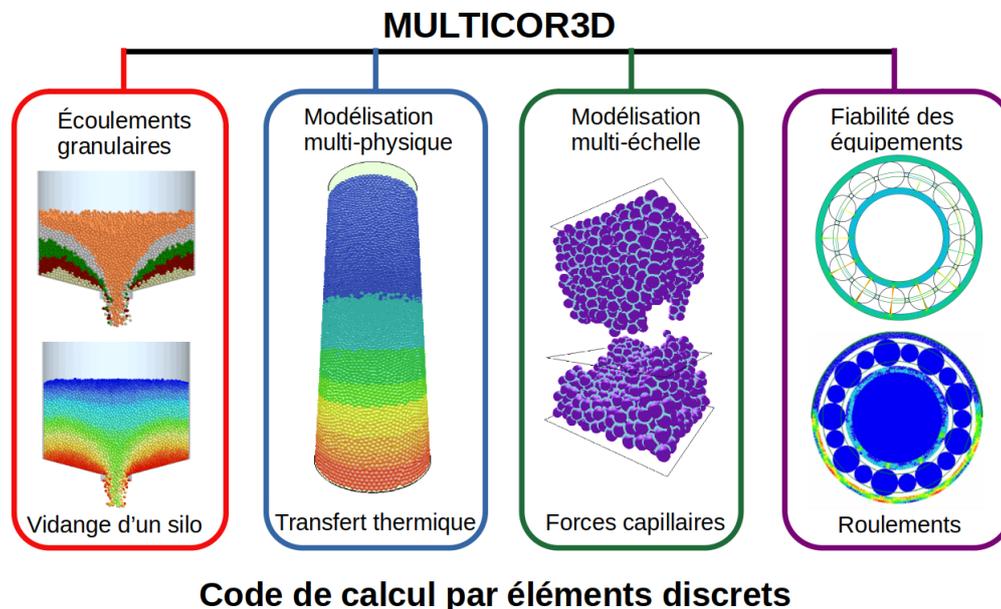


FIGURE 2.19 – Exemples d'applications simulées avec le logiciel MULTICOR3D

Les travaux sur la fiabilité des équipements menés au sein de l'équipe MIM ont connu leur essor lors de la thèse de Charles Machado [Machado 2015a] sur la modélisation électromécanique des systèmes multi-contacts, appliquée à la surveillance des roulements par une mesure électrique. Toutefois, ces travaux se sont limités à une description bidimensionnelle des roulements à billes ce qui réduisait le périmètre d'utilisation de la modélisation d'alors, en particulier pour la prise en compte des effets gyroscopiques et chargements combinés (radiaux et axiaux) dans le roulement. Par conséquent, compte tenu des objectifs que l'on s'est fixés dans le contexte de ce travail thèse, il était donc nécessaire d'implémenter un modèle de roulement tridimensionnelle dans le code de calcul MULTICOR3D, qui soit adapté à la géométrie des surfaces en contact, aux chargements imposés et régimes de fonctionnement. L'architecture du module "Fiabilité des équipements" implémenté dans le code de calcul MULTICOR3D est décrite synthétiquement à la figure 2.20 :

Ci-dessous sont listés les principaux programmes du module "Fiabilité des Équipements" ayant servi à la modélisation et la simulation des roulements à billes à contact radial 6208 et à contact oblique 7208.

1. Conception des parois toriques pour les pistes de roulement (intérieure et extérieure) avec une conformité imposée.

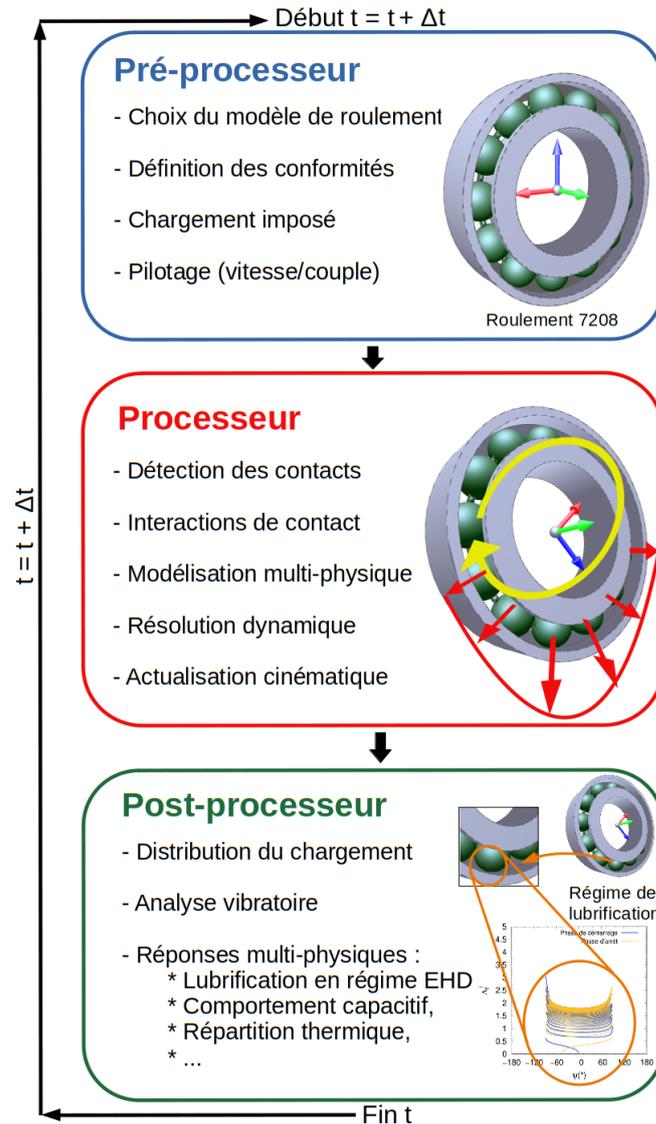


FIGURE 2.20 – Architecture du module "Fiabilité des équipements" du code de calcul MULTICOR3D

2. Conception de parois toriques pour les éléments de la cage avec un jeu imposé.
3. Génération des modèles discrets 3D des roulements à billes 6208 et 7208.
4. Détection des contacts éléments roulants/pistes de roulement, éléments roulants/éléments de la cage et éléments de la cage/parois toriques additionnelles.
5. Implémentation d'un modèle de contact hertzien-elliptique-amorti en régime EHD.
6. Implémentation d'une formulation multi-physique en conditions de fonctionnement EHD.

7. Développement de scripts pour le post-traitement des résultats et la visualisation du comportement dynamique des roulements.

2.5 Conclusion

La modélisation discrète des roulements à billes présentée dans ce chapitre s'appuie sur la formulation explicite de la MED. De par son modèle analogique de contact (modèle ressort-amortisseur de Kelvin-Voigt), cette formulation est mieux adaptée car elle permet de prendre en compte l'élasticité de l'interface de contact élément roulant/piste de roulement. Les interactions de contact au sein du roulement sont donc calculées *via* un modèle de contact hertzien, dont la raideur élastique dépend des propriétés matériaux, de l'ellipticité des surfaces en contact et de l'enfoncement normal billes/pistes de roulement. Les phénomènes de dissipation sont également pris en compte dans la détermination des interactions de contact, au travers du frottement de Coulomb et de l'amortissement hystérétique et/ou fluide. Le modèle de contact elliptique est implémenté dans deux types de roulements à billes, respectivement le modèle 6208 à contact radial et le modèle 7208 à contact oblique. Enfin, l'étude du comportement dynamique est effectuée au moyen de la résolution des équations de la 2^e loi de Newton et de l'utilisation d'un schéma d'intégration temporelle Verlet-vitesses. Le prochain chapitre est dédié à la mise en œuvre et la validation de la modélisation discrète des roulements à billes, en termes de réponse quasi-statique, de rigidité de roulement, de distribution des efforts et d'angle de contact.

Validation des modèles 3D des roulements 6208 et 7208

Sommaire

3.1 Introduction	71
3.2 Modélisation des roulements 6208 et 7208 en quasi-statique . . .	72
3.2.1 Types de jeux dans le roulement et conformité des pistes . . .	72
3.2.2 Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 6208	75
3.2.3 Influence de la conformité de la piste de roulement	79
3.2.4 Pressions de contact	81
3.3 Roulement à billes 7208 sous chargement combiné	85
3.3.1 Angle de contact	85
3.3.2 Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 7208	87
3.4 Conclusion	92

3.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à la mise en œuvre et à la validation de la modélisation discrète présentée au chapitre précédent. Les roulements à billes à contact radiale 6208 et à contact oblique 7208 vont donc servir de supports de validation. Il s'agit, d'une part, de déterminer la réponse des roulements en conditions de fonctionnement quasi-statique, et d'autre part, de confronter les résultats et indicateurs issus des simulations numériques aux modèles théoriques de la littérature. À noter que les indicateurs choisis sont communément vérifiés en modélisation des roulements et font consensus chez les fabricants de roulements. L'intérêt de la simulation est non seulement de corréler la réponse quasi-statique du roulement aux conditions de chargement, mais aussi de montrer la capacité de la modélisation discrète à traduire l'état mécanique du roulement en fonction de paramètres géométriques prédéfinis.

3.2 Modélisation des roulements 6208 et 7208 en quasi-statique

À première vue, un roulement peut paraître comme un système mécanique simple remplissant sa fonction de guidage en rotation sans condition particulière. Néanmoins, en regardant de plus près les composants qui le constituent, on se rend vite compte que ces derniers présentent une géométrie assez complexe, en particulier au niveau des surfaces de contact par lesquelles transitent les efforts. Il est donc impératif que ces surfaces de contact soient usinées avec une grande précision pour garantir une bonne conformité entre les éléments roulants et les pistes de roulement, faute de quoi le roulement ne pourra pas remplir sa fonction de manière optimale. Dans un premier temps, on va s'intéresser plus précisément à l'influence du jeu diamétral entre les pistes de roulement et les éléments roulants dans le cas du roulement 6208 non chargée (Fig. 3.1). Dans un second temps, on va mettre en évidence l'influence du jeu diamétral sur la distribution interne des efforts ainsi que la déformation élastique (enfoncement) du roulement 6208 sous chargement radial quasi-statique.

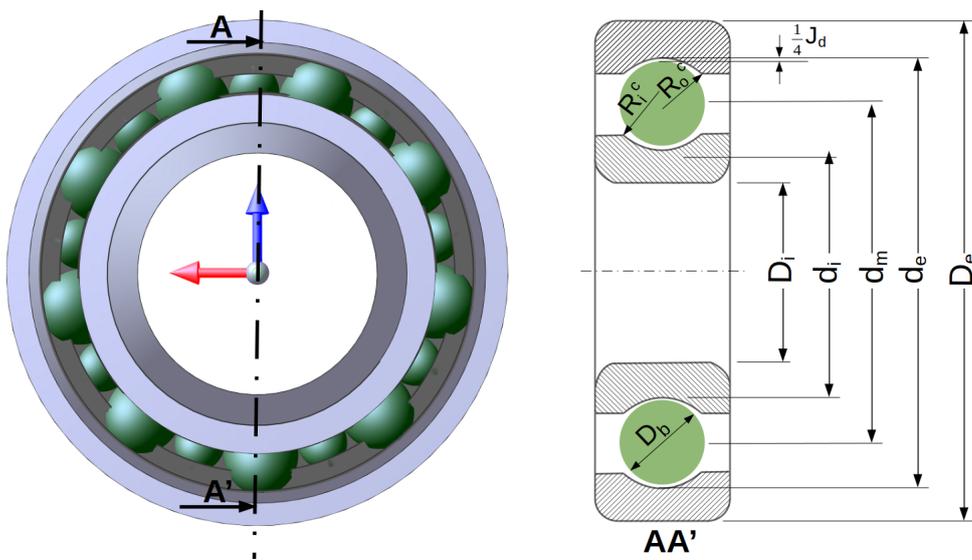


FIGURE 3.1 – Paramètres géométriques : roulement à billes à contact radial 6208

3.2.1 Types de jeux dans le roulement et conformité des pistes

D'une manière générale, les roulements sont conçus de telle sorte qu'en configuration libre et non chargée, un déplacement relatif axial soit possible entre les bagues interne et externe. Ce mouvement relatif axial n'est possible que par la présence d'un jeu diamétral J_d (3.1) :

$$J_d = d_m - d_i - 2D_b \quad (3.1)$$

où d_m , d_i et D_b sont respectivement les diamètres : moyen, de la piste intérieure de roulement et de l'élément roulant.

La capacité d'un roulement à supporter des charges importantes est en grande partie liée à l'occultation entre les courbures élément roulant/piste de roulement. Caractérisée par le rapport des courbures par rapport à la direction transverse au roulement, l'expression de l'occultation est donnée par l'équation (3.2) :

$$\phi_{i,o} = \frac{D_b}{2R_{i,o}} \quad (3.2)$$

avec $R_{i,o}$ le rayon de courbure de la piste de roulement intérieure (indice i) ou extérieure (indice o). À partir de la relation (3.2), on peut déduire l'expression de la conformité $f_{i,o}$, respectivement intérieure ou extérieure (3.3) :

$$f_{i,o} = \frac{1}{2\phi_{i,o}} = \frac{R_{i,o}}{D} \quad (3.3)$$

L'angle de contact libre α° engendré par le déplacement axial de la bague intérieure, par rapport à la bague extérieure considérée fixe, peut être déterminé géométriquement [Harris 2006b] en fonction du jeu diamétral J_d et la distance inter-centre C (avec $C = R_o + R_i - D$) reliant les centres des pistes de roulement intérieure et extérieure (3.4) :

$$\alpha^\circ = \cos^{-1} \left(1 - \frac{J_d}{2C} \right) \quad (3.4)$$

La figure 3.2(a) illustre l'angle de contact libre α° formé entre la ligne de contact et la verticale passant par le centre de la bille. De plus, le jeu diamétral J_d induit aussi un déplacement relatif axial J_a d'une bague par rapport à l'autre (3.5) :

$$J_a = 2C \times \sin \alpha^\circ \quad (3.5)$$

Comme attendu, les courbes de la figure 3.2(b) montrent une évolution croissante de l'angle de contact libre α° et du jeu axial libre J_a en fonction du jeu diamétral J_d . En faisant varier le paramètre B , où $B = \frac{R_i}{D_b} + \frac{R_o}{D_b} - 1$ désigne la courbure équivalente bille/pistes de roulement intérieure et extérieure (Fig. 3.3), on observe une diminution de l'angle de contact libre pour une valeur de B plus élevée. Inversement, le jeu axial libre croît en fonction de B . Toutes les courbes de l'abaque montrent une très bonne adéquation des simulations obtenues avec le modèle discret de roulement à billes 6208 et la solution analytique fournie par les modèles géométriques d'Harris et Kotzalas [Harris 2006b], avec une erreur relative n'excédant pas 3%.

Les roulements sont des composants conçus pour supporter des chargements très élevés générant des niveaux de pression très élevés sur les surfaces de contact (occultation), pouvant atteindre les 4.2 GPa. Par conséquent, il paraît primordial de pouvoir prédire l'état mécanique du roulement par rapport au chargement

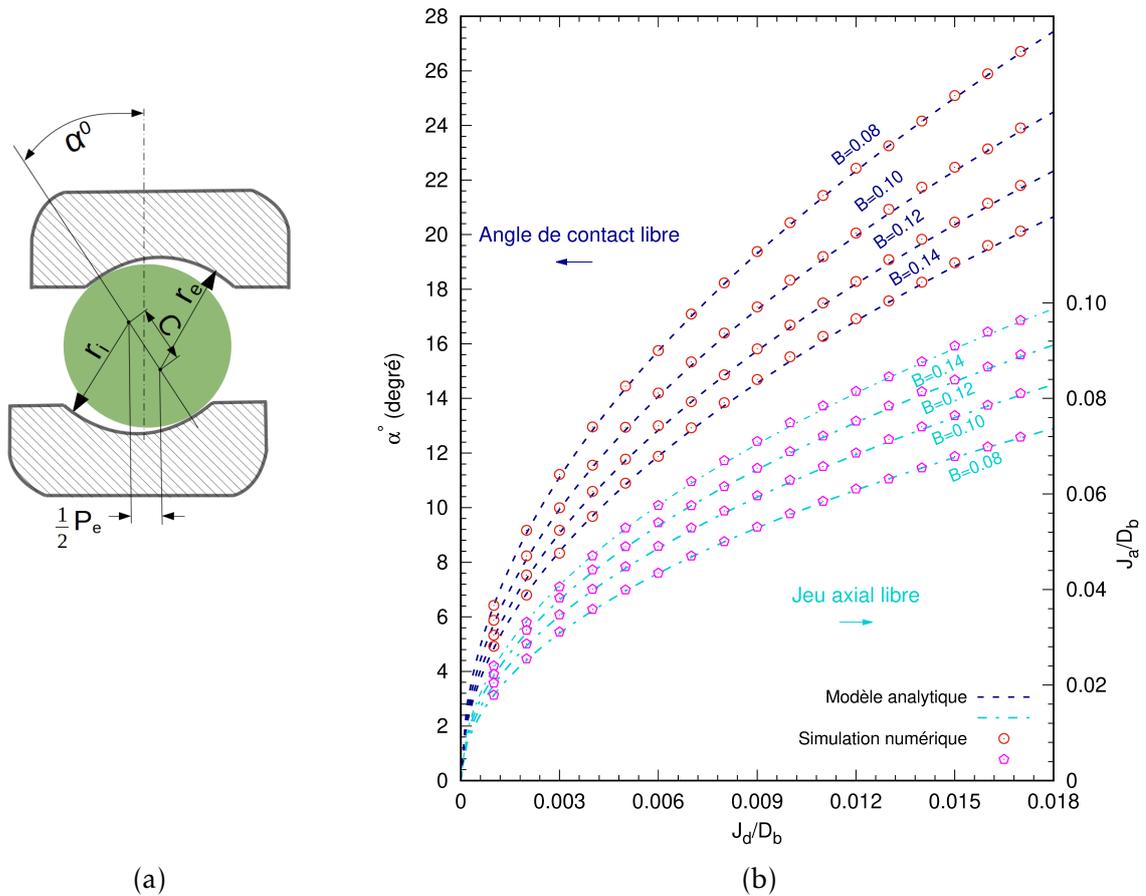


FIGURE 3.2 – Angle de contact libre et jeu axial libre : (a) schématisation géométrique - (b) abaque angle de contact libre α^0 et jeu axial libre P_e

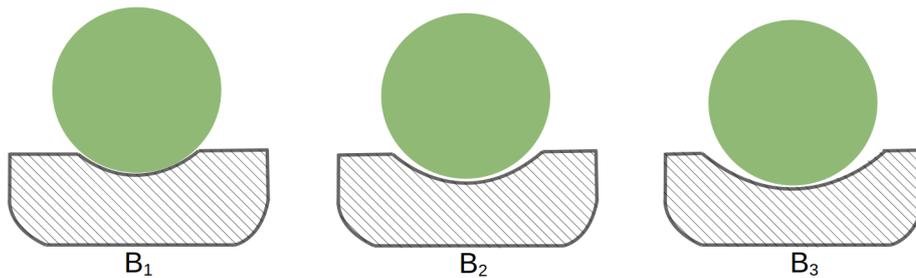


FIGURE 3.3 – Paramètre de courbure B pour trois configurations ($B_1 < B_2 < B_3$)

qui lui est imposé et paramètres géométriques à l'échelle du contact éléments roulant/pistes de roulement. Une attention particulière doit ainsi être portée à la répartition de efforts internes, au nombre d'éléments roulants chargés et au chargement maximal supporté par un élément roulant (Fig. 3.4). De plus, la mise sous chargement du roulement génère aussi une déformation élastique (enfoncement) qui suit la même allure que la distribution du chargement dans le

roulement. Les indicateurs mécaniques classiques, qui sont le paramètre de charge et la rigidité du roulement, sont identifiés à l'aide du modèle discret de roulement à billes 6208 sous chargement radial quasi-statique.

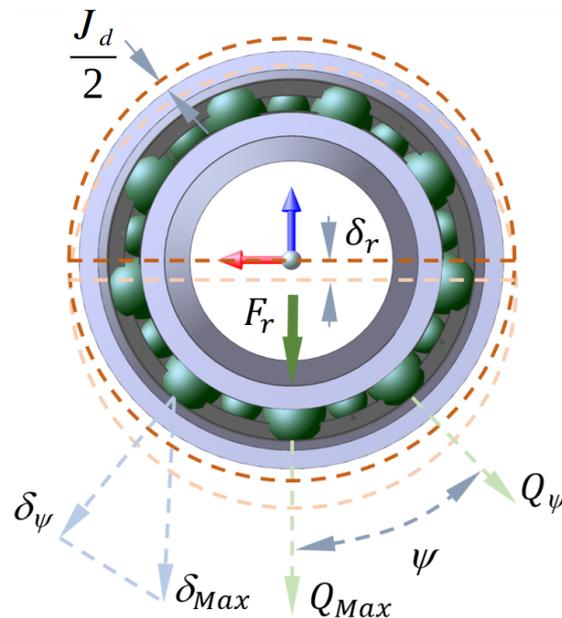


FIGURE 3.4 – Roulement à billes 6208 sous chargement radial et indicateurs mécaniques de chargement normal Q_ψ et d'enfoncement normal δ_ψ

Dans un premier temps, le roulement est mis dans une configuration définie par l'utilisateur, en imposant le jeu diamétral J_d et le paramètre de courbure B . Dans un second temps, le chargement radial F_r est appliqué à la bague intérieure tout en pilotant celle-ci avec une faible vitesse de rotation pour réduire les effets dynamiques. Le pilotage en rotation de la bague intérieure permet de suivre à travers un élément roulant choisi arbitrairement, la variation des paramètres visés sur une révolution. La bague extérieure, quant à elle, est maintenue fixe. Les conditions de chargement et les indicateurs mécaniques à identifier sont représentés à la figure 3.4.

3.2.2 Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 6208

Dans une configuration donnée, avec jeu diamétral J_d négatif, nul ou positif, le chargement radial F_r appliqué sur la bague intérieure est supporté par une partie ou la totalité des éléments roulants. Le roulement subit ainsi une déformation élastique δ_ψ qui dépend de la position angulaire ψ et qui traduit l'enfoncement des éléments roulants dans les pistes de roulement (intérieure et extérieure) (3.6) :

$$\delta_\psi = \delta_{max} \left[1 - \frac{(1 - \cos\psi)}{2\varepsilon} \right] \quad (3.6)$$

avec δ_{max} l'enfoncement maximal à $\psi = 0$ et ε le paramètre de charge dont l'expression est donnée par l'équation (3.7) :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{J_d}{2\delta_r} \right) \quad (3.7)$$

où δ_r est le déplacement vertical du centre de la bague intérieure supportant le chargement radial F_r (Fig. 3.4). Le paramètre de charge ε renseigne sur l'état du roulement, à savoir : avec précharge ($J_d < 0$), sans précharge ($J_d = 0$) ou avec jeu ($J_d > 0$). Les valeurs du tableau 3.1 donnent une indication sur l'encadrement du paramètre de charge ε en fonction du jeu diamétral J_d . Il convient de préciser que l'angle ψ_l délimite la zone chargée du roulement.

Avec précharge	Sans précharge	Avec jeu
$J_d < 0$	$J_d = 0$	$J_d > 0$
$0.5 < \varepsilon < 1$	$\varepsilon = 0.5$	$0 < \varepsilon < 0.5$
$90^\circ < \psi_l < 180^\circ$	$\psi_l = \pm 90^\circ$	$0 < \psi_l < 90^\circ$

TABLE 3.1 – Paramètre de charge ε , jeu diamétral J_d et angle limite ψ_l

En plus de l'enfoncement δ_ψ , l'application d'un chargement sur la bague intérieure du roulement a pour conséquence de répartir l'effort radial F_r sur les éléments roulants. En fonction de la position angulaire ψ d'un élément roulant, le chargement Q_ψ supporté par ce dernier s'écrit analytiquement comme suit (3.8) :

$$Q_\psi = Q_{max} \left[1 - \frac{(1 - \cos\psi)}{2\varepsilon} \right]^{3/2} \quad (3.8)$$

avec Q_{max} l'effort maximal supporté par l'élément roulant à $\psi = 0$.

Dans le cas d'un roulement à contact radial chargé, l'expression de l'effort maximal Q_{max} donnée par Harris et Kotzalas [Harris 2006b] est fonction du chargement radial F_r , du nombre d'éléments roulants Z et de l'intégrale radiale $I_r(\varepsilon)$ (3.9) :

$$Q_{max} = \frac{F_r}{I_r(\varepsilon) \times Z} \quad (3.9)$$

À l'évidence, $I_r(\varepsilon)$ est corrélé au paramètre de charge ε , et a pour expression analytique l'intégrale calculée dans l'intervalle $[-\psi_l, +\psi_l]$ (3.10).

$$I_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{(1 - \cos\psi)}{2\varepsilon} \right]^{3/2} \cos\psi d\psi \quad (3.10)$$

La corrélation entre $I_r(\varepsilon)$ et ε est illustrée à travers la courbe de la figure 3.5. Après avoir atteint son maximum au voisinage d'un paramètre de charge $\varepsilon \approx 0.8$,

l'intégrale $I_r(\varepsilon)$ décroît en fonction de ε .

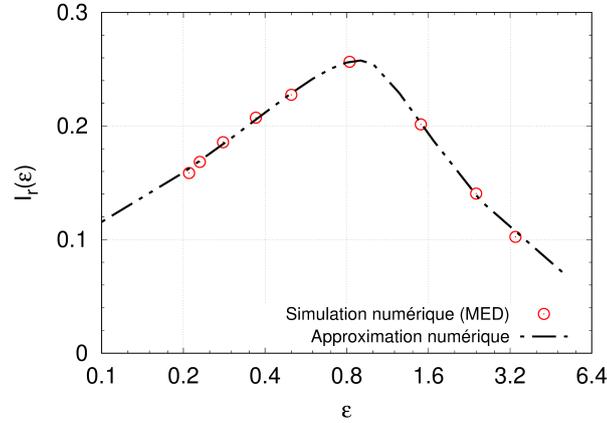
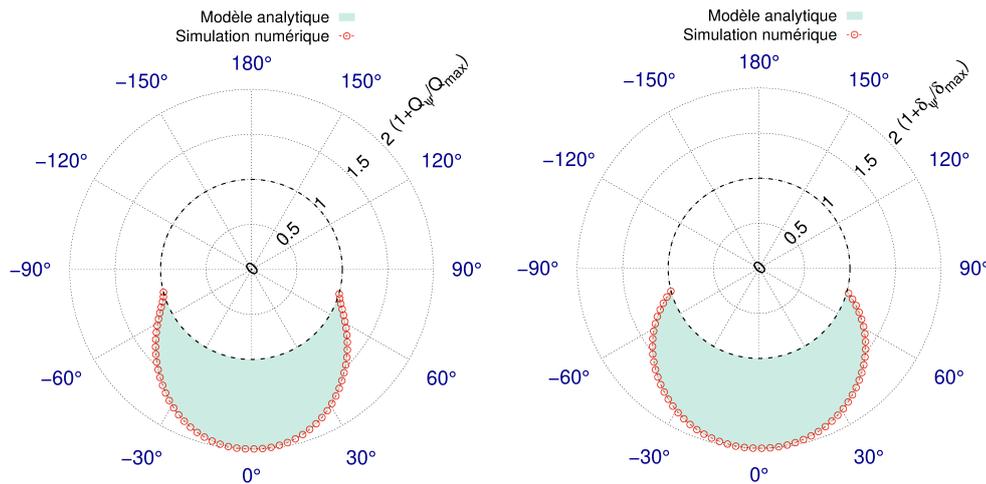


FIGURE 3.5 – Intégrale radiale en fonction du paramètre de charge

L'allure de $I_r(\varepsilon)$ s'explique par le fait qu'en-dessous d'un certain niveau de précharge ($J_d > 0$), on a une forte concentration du chargement radial à $\psi = 0$, alors que la concentration commence à s'atténuer en phase de précharge ($J_d < 0$) à partir d'un paramètre de charge ε (≈ 0.8). Cela est dû à une répartition plus équilibrée du chargement radial sur les éléments roulants du roulement. La figure 3.5 montre, par ailleurs, une très bonne adéquation entre les résultats des simulations et l'approximation numérique de l'intégrale $I_r(\varepsilon)$ [Harris 2006b]. Afin de tester le modèle discret de roulement à billes 6208 à contact radial sous chargement radial F_r , trois états mécaniques sont simulés, respectivement avec précharge ($J_d < 0$), sans précharge ($J_d = 0$) et avec jeu ($J_d > 0$) (Fig. 3.6(a-b-c)).



(a) - $\varepsilon = 0.37$

Les graphiques de la figure 3.6(a-b-c) montrent clairement une parfaite adéquation entre les simulations numériques et les modèles analytiques tant

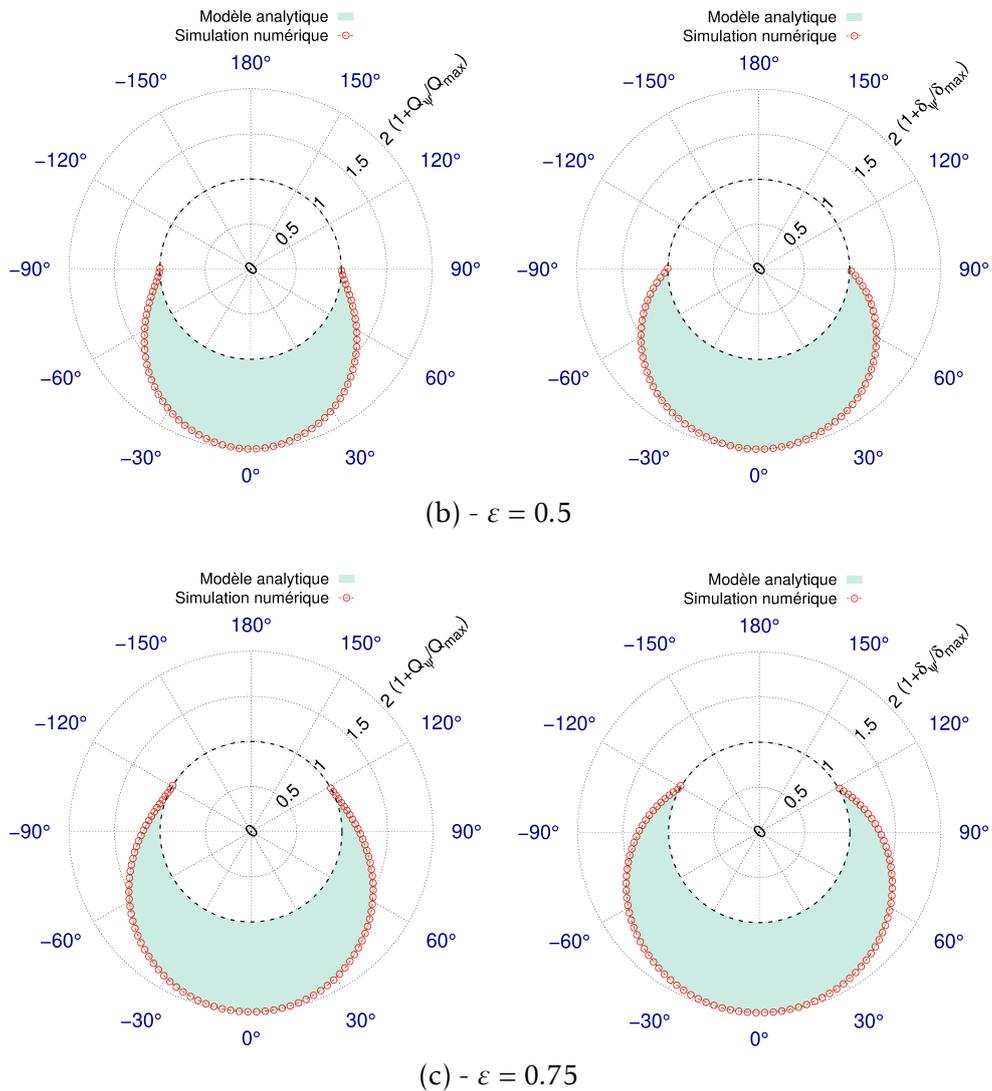


FIGURE 3.6 – Distribution du chargement Q_ψ et de l'enfoncement δ_ψ pour trois états mécaniques (avec jeu (a), à jeu nul (b) et préchargé (c))

pour la distribution du chargement Q_ψ que pour celle de l'enfoncement δ_ψ . Le paramètre de charge ε , le chargement maximal Q_{max} et l'enfoncement maximal dans la bague extérieure δ_{max} obtenus avec le modèle discret de roulement à billes 6208 sont présentés dans le tableau 3.2. Ces résultats sont obtenus avec une erreur relative maximale de 0.3%, ce qui permet de valider, du moins par rapport à une solution de référence théorique, le modèle de contact elliptique implémenté dans le modèle discret de roulement à billes 6208. À noter que le chargement radial appliqué à la bague intérieure est $F_r = 5000 \text{ N}$ et le paramètre de courbure B est fixé à 0.04 pour des conformités bille/pistes intérieure et extérieure identiques ($\frac{R_i}{D_b} = \frac{R_o}{D_b} = 0.52$).

État	J_d (μm)	$\frac{J_d}{D_b}$	ε	Q_{max} (N)	δ_{max} (μm)
Préchargé	-21.42	0.0017	0.75	-2180.82	15.89
Sans précharge	0	0	0.5	-2447.38	17.15
Avec jeu	25.2	0.002	0.27	-2683.84	18.27

TABLE 3.2 – Indicateurs des trois états mécaniques simulés ($B = 0.04$)

Par ailleurs, l'encadrement de la zone chargée délimitée par $\pm\psi_l$ pour les trois états mécaniques étudiés, respectivement préchargé, sans précharge et avec jeu, est en accord avec le paramètre de charge ε associé (Tab. 3.3).

État	ε	$[-\psi_l, +\psi_l]$ ($^\circ$)
Préchargé	0.75	$-119.37 \leq \psi \leq 118.80$
Sans précharge	0.5	$-89.43 \leq \psi \leq 89.04$
Avec jeu	0.37	$-74.23 \leq \psi \leq 74.23$

TABLE 3.3 – Encadrements de la zone chargée pour les trois états mécaniques

3.2.3 Influence de la conformité de la piste de roulement

La question de l'influence ou non du paramètre de courbure B sur la distribution du chargement Q_ψ ainsi que la répartition de l'enfoncement δ_ψ dans la zone chargée du roulement mérite d'être posée, en particulier pour des contacts non conformes (éléments roulants/pistes de roulement). Pour répondre à cette question, plusieurs conformités de pistes de roulement ont été testées avec le modèle de roulement par éléments discrets, afin de quantifier l'influence du paramètre de courbure B sur les indicateurs mécaniques Q_ψ et δ_ψ . Le tableau 3.4 contient les résultats pour plusieurs valeurs de B avec un paramètre de charge $\varepsilon = 0.5$ et un effort radial $F_r = 5000$ N maintenus constants.

B	$\bar{\kappa}$	Q_{max} (N)	δ_{max} (μm)	K_n ($N/m^{1/2}$)
0.04	7.056	2434.90	17.11	34.40×10^9
0.08	4.649	2434.97	20.17	26.89×10^9
0.12	3.675	2435.25	22.01	23.58×10^9
0.14	3.369	2435.35	22.71	22.50×10^9
0.16	3.129	2435.45	23.31	21.64×10^9

TABLE 3.4 – Valeurs numériques du chargement Q_{max} et de l'enfoncement δ_{max} à $\psi = 0$

À première vue, le chargement maximal Q_{max} est constant quelle que soit la valeur de B . Ce résultat est en effet attendu, car l'effort radial F_r est réparti de la même manière sur les éléments roulants indépendamment de la courbure des pistes de roulement. De plus, le paramètre de charge ε est maintenu constant et

fixé à 0.5 ($J_d = 0$). Les courbes de la figures 3.7(a) montrent clairement que la distribution des efforts Q_ψ est identique pour toutes les valeurs du paramètre de courbure B considérées.

Concernant l'enfoncement maximal δ_{max} , on remarque cependant une nette sensibilité au paramètre de courbure B (Fig. 3.7(b)), conséquence de la dépendance de la raideur normale de contact K_n à l'ellipticité $\bar{\kappa}$ (2.13). Puisque δ_n est inversement proportionnelle à $\bar{\kappa}$, l'enfoncement est d'autant plus grand que l'ellipticité est faible. On remarque toutefois que plus on s'écarte de la zone la plus chargée ($\psi = 0$), plus l'écart entre les différents enfoncements δ_ψ se réduit

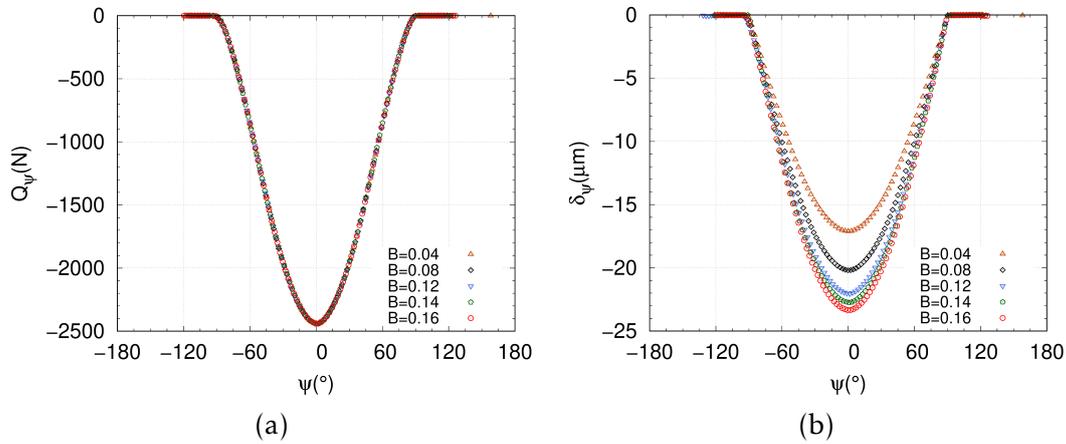
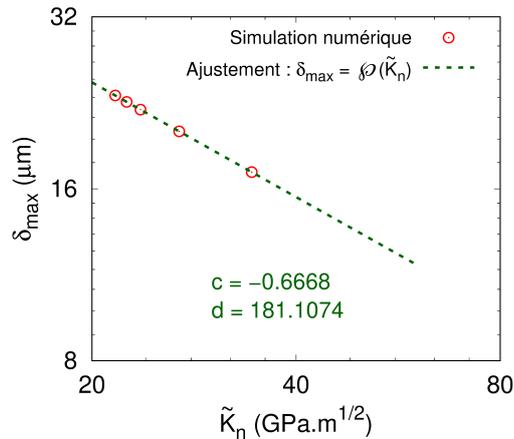


FIGURE 3.7 – Influence de la conformité sur la distribution de chargement Q_ψ et de l'enfoncement δ_ψ

Cette influence du paramètre de courbure B sur la déformation élastique, au travers de l'ellipticité κ des pistes de roulement, est également mise en évidence en réécrivant la relation qui lie le chargement Q_ψ à la déformation élastique δ_ψ : on sait que $Q_\psi \propto (\delta_\psi)^{3/2}$, en se plaçant à $\psi = 0$ et en utilisant les équations (2.3) et (2.13), on a : $Q_{max} = K_n \times \delta_{max} = \tilde{K}_n(\bar{\kappa}) (\delta_{max})^{1/2} \times \delta_{max} = \tilde{K}_n(\bar{\kappa}) \times (\delta_{max})^{3/2}$, avec $\tilde{K}_n(\bar{\kappa}) = \frac{2\pi\bar{\kappa}G}{(1-\nu)} \sqrt{\frac{2\bar{\mathcal{E}}R_{eff}}{9\bar{\mathcal{F}}^3}}$.

La représentation en échelle logarithmique de l'enfoncement maximal δ_{max} en fonction de la pseudo-raideur normale $\tilde{K}_n(\kappa)$, suit une droite décroissante de coefficient directeur $-\frac{2}{3}$ (Fig. 3.8). Ce coefficient est d'ailleurs confirmé par la constante c obtenue avec l'ajustement réalisé sur l'évolution de Q_{max} . Quant à la constante d , celle-ci correspond logiquement à $(Q_{max})^{2/3}$. Ce résultat témoigne une fois de plus de la capacité du modèle discret de roulement à billes 6208 à reproduire la signature typique d'un contact elliptique hertzien.

FIGURE 3.8 – Relation entre δ_{max} et \tilde{K}_n

3.2.4 Pressions de contact

Les roulements sont des composants conçus pour le guidage en rotation, qui sont capables d'entraîner en mouvement des charges de plusieurs tonnes. Ces chargements supportés de manière répétée, parfois même de manière excessive, soumettent le roulement à des efforts importants avec des amplitudes fortement variables, conduisant à son endommagement après une période d'utilisation inférieure à la durée de vie préconisée par le fabricant.

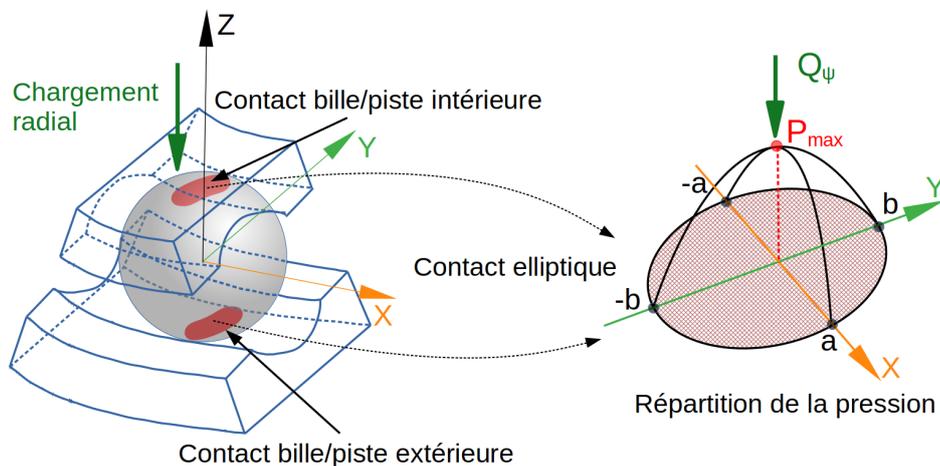


FIGURE 3.9 – Contacts elliptiques élément roulant/pistes de roulement

Un intérêt particulier doit donc être porté aux niveaux de pression supportés par les surfaces de contact (éléments roulants/pistes de roulement), afin de prévenir la fatigue prématurée des surfaces de contact du roulement. Dans le cas d'un contact elliptique hertzien (Fig. 3.9), la pression de contact est décrite par une fonction quadratique $p(x, y)$ (3.11) :

$$p(x, y) = P_{max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (3.11)$$

où P_{max} est la pression de contact maximale de Hertz agissant au niveau du contact, a et b sont respectivement les demi-axes mineur et majeur de l'aire de contact elliptique (Fig. 3.9). Les expressions analytiques des demi-axes a et b , telles qu'elles ont été proposées par Hamrock et Anderson [Hamrock 1982], dépendent du chargement angulaire, des propriétés élastiques du matériau, de l'intégrale elliptique de 1^r type et de l'ellipticité du contact (3.12) :

$$\begin{aligned} a &= \left(\frac{6\bar{\mathcal{E}}Q_\psi R_{eff}}{\pi\bar{\kappa}E_{eff}} \right)^{1/3} \\ b &= \left(\frac{6\bar{\kappa}^2\bar{\mathcal{E}}Q_\psi R_{eff}}{\pi E_{eff}} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad (3.12)$$

avec E_{eff} et R_{eff} respectivement le module d'élasticité effectif et le rayon de courbure effectif définis au Chapitre 2 (2.13). La pression de contact maximale de Hertz, P_{max} , supportée par l'aire de contact billes/pistes de roulement est donnée par la relation suivante :

$$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q_\psi}{\pi ab} \quad (3.13)$$

Après avoir rappelé la théorie de Hertz dans le cas d'un contact elliptique, sa mise en œuvre par le biais du modèle discret de roulement à billes 6208 présente un intérêt dans la simulation de la pression maximale P_{max} en fonction de la position angulaire ψ de l'élément roulant. Dans un premier temps, la pression de contact est évaluée au niveau des pistes intérieure et extérieure dans les mêmes conditions de chargement et de précharge considérées précédemment ($F_r = 5000 \text{ N}$; $\varepsilon = 0.5$; $B = 0.04$). Dans un deuxième temps, la pression de contact est étudiée par rapport à l'influence du paramètre de charge ε et de la conformités des pistes de roulement B . La figure 3.10 donne un aperçu de la distribution de la pression de Hertz P_{max} supportée par les pistes intérieure et extérieure dans la zone chargée du roulement ($-90^\circ \leq \psi \leq 90^\circ$). Les niveaux de pression les plus élevés sont bien sûr enregistrés à $\psi = 0$, position angulaire de l'élément roulant le plus chargé.

Les pressions de Hertz P_{max} simulées avec le modèle discret de roulement, au niveau des pistes intérieure et extérieure, atteignent leurs valeurs extrêmes, respectivement de 2.586 et 2.144 GPa à $\psi = 0$. Bien que l'effort normale de contact soit quasiment identique pour les deux pistes, on remarque, toutefois, une nette différence entre les pressions de Hertz, estimée à 17%. Ce résultat se justifie par des aires de contact billes/pistes de roulement intérieure et extérieure différentes, respectivement de 1.41 et 1.71 mm^2 . Cette différence est principalement attribuée

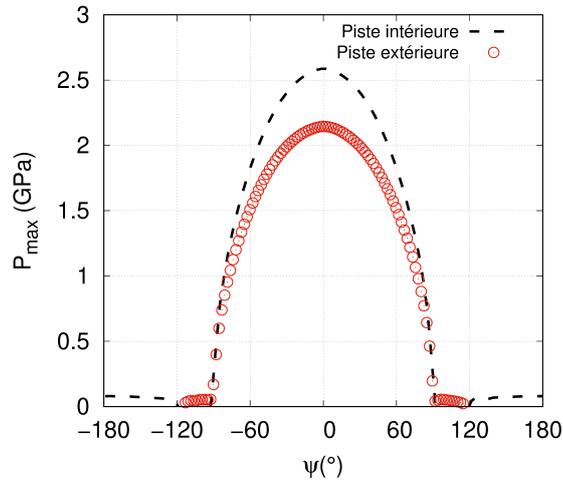


FIGURE 3.10 – Pression de contact maximale supportée par les pistes de roulement intérieure et extérieure

au paramètre d'ellipticité $\bar{\kappa}$, lequel est sensible aux rayons de courbures des surfaces en contact. À titre d'information, en considérant un paramètre de courbure $B = 0.04$ pour les deux pistes ($\frac{R_i}{D_b} = \frac{R_o}{D_b} = 0.52$), l'ellipticité du contact bille/piste intérieure (cas convexe) est $\bar{\kappa} = 9.231$, et celle du contact bille/piste extérieure (cas concave) est $\bar{\kappa} = 7.056$.

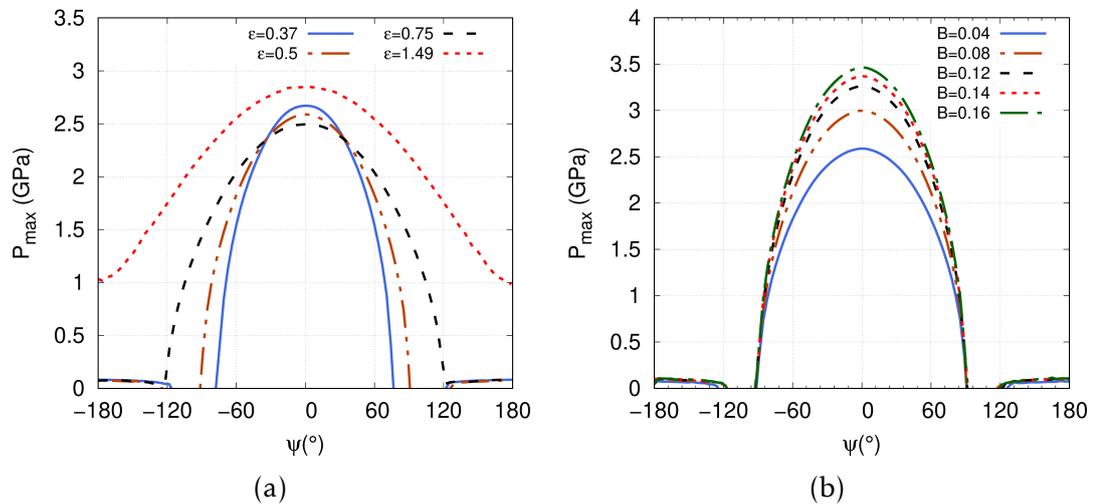


FIGURE 3.11 – Sensibilité de la pression de Hertz P_{max} aux paramètres de charge ϵ (a) et de courbure B (b)

Les courbes présentées à la figure 3.11 sont tracées en considérant la pression de Hertz au niveau de la bague intérieure. Comme on peut le voir sur la figure 3.11(a), le paramètre de charge ϵ influence fortement la distribution de la pression de Hertz dans le roulement. Dans une configuration avec jeu ($\epsilon < 0.5$), la pression de Hertz P_{max} dans la zone la plus chargée du roulement peut dépasser celle

mesurée en configuration préchargée ($\varepsilon > 0.5$). Cette tendance rejoint l'évolution de l'intégrale radiale $I_r(\varepsilon)$. Même si en pratique le roulement est très rarement mis en service avec un jeu important, son utilisation dans de telles conditions soumet les surfaces de contact à une alternance des pressions avec une forte amplitude pouvant occasionner une dégradation prématurée des pistes de roulement. Dans le cas d'une forte précharge ($\varepsilon > 1$), on observe une nette diminution de l'écart entre la pression maximale et minimale, ce qui atténue dans une certaine mesure l'effet délétère de l'alternance de fortes amplitudes de pressions au niveau des surfaces de contact. Le paramètre de courbure B influence aussi de manière notable la pression de Hertz, en particulier l'amplitude de P_{max} dans la zone chargée à $\psi = 0$ (Fig. 3.11(b)).

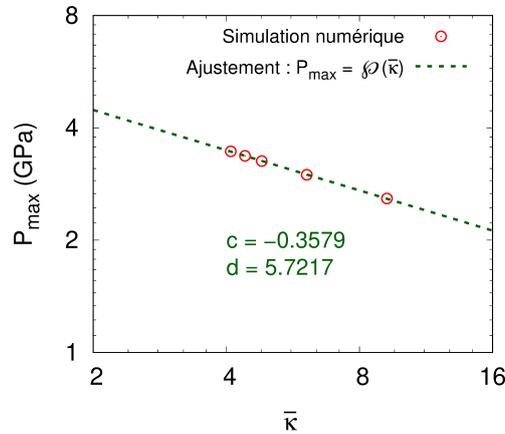


FIGURE 3.12 – Corrélation entre la pression de Hertz P_{max} et l'ellipticité $\bar{\kappa}$

Comme il a été discuté précédemment, le paramètre de courbure B conditionne l'ellipticité du contact $\bar{\kappa}$, qui a son tour fait varier l'aire de contact elliptique. En utilisant une représentation graphique à l'échelle logarithmique, la figure 3.12 confirme bien l'existence d'une corrélation linéaire décroissante entre la pression de Hertz P_{max} et l'ellipticité du contact $\bar{\kappa}$. L'outil de calcul par éléments discrets reproduit donc parfaitement le comportement du roulement en utilisant un modèle de contact elliptique hertzien. Le tableau 3.5 contient les valeurs de l'ellipticité $\bar{\kappa}$ du contact élément roulant/piste de roulement correspondant aux paramètres de courbures B testées dans le cas du roulement à contact radial 6208.

B	0.04	0.08	0.12	0.14	0.16
$\bar{\kappa}$	9.231	6.082	4.808	4.408	4.094

TABLE 3.5 – Paramètre de courbure B et ellipticité $\bar{\kappa}$

3.3 Roulement à billes 7208 sous chargement combiné

Dans une démarche de validation similaire à celle qui vient d'être présentée, concernant le roulement à contact radial 6208, il s'agit cette fois-ci d'utiliser le code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D pour simuler le comportement d'un roulement à contact oblique. Le choix du roulement s'est porté sur le 7208, lequel appartient à la même série que son homologue à contact radial le roulement 6208. Du point de vue de sa géométrie, le roulement 7208 présente les mêmes dimensions que le 6208, à l'exception du nombre d'éléments roulants qui passe de 9 à 13 (Fig. 3.13(a)). Concernant la mise en charge, le roulement est conçu pour supporter à la fois un effort purement axial et la combinaison de deux efforts, radial et axial.

3.3.1 Angle de contact

Avant de déterminer les indicateurs classiques, en terme de déformation (enfoncement au contact) et de distribution du chargement, on va d'abord s'intéresser à l'évolution de l'angle de contact α en fonction du paramètre de courbure B sous chargement axial F_a (Fig. 3.13(b)). Appliqué à la bague intérieure du roulement, le chargement axial F_a induit un déplacement normal δ_n selon la ligne de contact fonction de l'angle de contact α (3.14) :

$$\delta_n = BD \times \left(\frac{\cos \alpha^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right) \quad (3.14)$$

où α° est l'angle de contact libre (3.4).

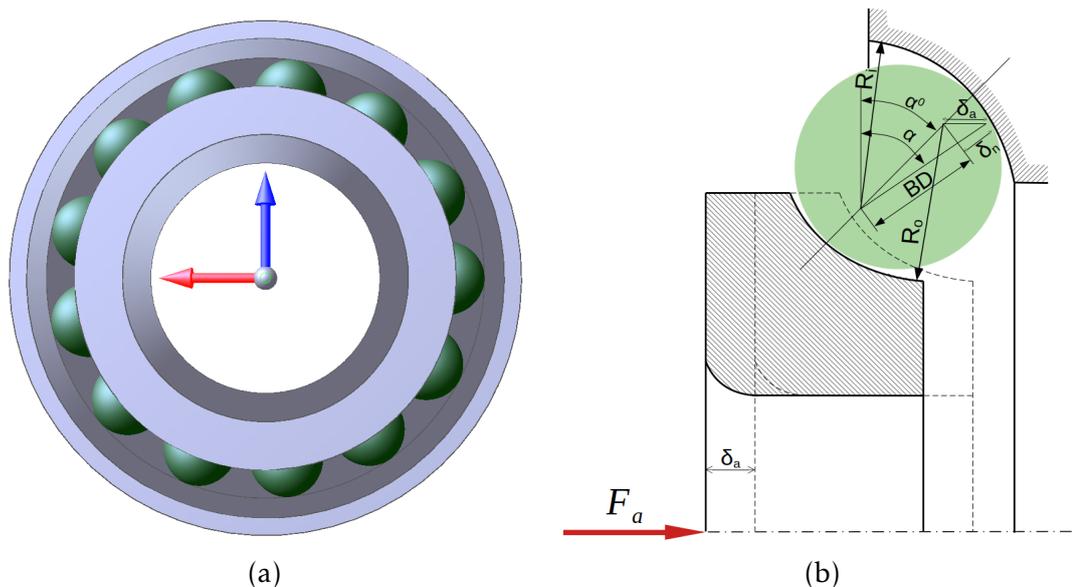


FIGURE 3.13 – (a) Roulement à contact oblique 7208 - (b) Déplacement axial δ_a

Par ailleurs, cette étude a également permis d'extraire le paramètre K qui exprime la constante de déflexion axiale. Dans le cas d'un contact elliptique bille/piste de roulement [Harris 2006b], la constante K est donnée par l'équation (3.15) qui s'exprime en fonction de la raideur normale de contact et de la géométrie des billes et piste de roulement :

$$K = \frac{K_n B^{3/2}}{\sqrt{D}} \quad (3.15)$$

Les courbes de la figure 3.14 sont obtenues avec un effort axial $F_a = 7000 \text{ N}$ et une jeu diamétral $J_d = 50.4 \text{ } \mu\text{m}$, donc un rapport $\frac{J_d}{D_b} = 0.004$.

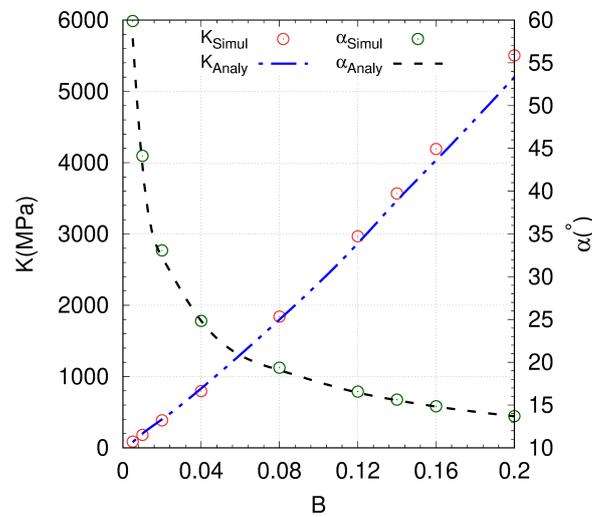


FIGURE 3.14 – Variation de la constante K et de l'angle de contact α en fonction du paramètre de courbure B

Ces courbes montrent globalement une bonne concordance entre les résultats des simulations discrètes et les modèles semi-analytiques issus de la littérature [Harris 2006b], avec des écarts exprimés en erreurs relatives de l'ordre de 5.8% pour la constante K et de 3% pour l'angle de contact α . On remarque toutefois que pour des valeurs de $B > 0.12$ la constante de déflexion axiale K calculée numériquement tend à s'éloigner de la solution semi-analytique prise comme référence. Cela peut s'expliquer par le fait que, d'une part, les modèles semi-analytiques fournissent une solution approximée, calculée numériquement avec la méthode de Newton-Raphson [Harris 2006b], et d'autre part, l'accroissement du paramètre de courbure B réduit considérablement l'ellipticité $\bar{\kappa}$ (Tab. 3.5)), cela a pour effet de se situer non loin des limites du modèle de contact elliptique.

Pour un paramètre de courbure B donné, la constante de déflexion axiale K reste théoriquement inchangée même si l'effort axial F_a ou bien le jeu diamétral J_d varie. Les valeurs du tableau 3.6 sont toutes obtenues avec un paramètre de courbure $B = 0.04$. Les résultats des simulations montrent en effet qu'une variation du

chargement axial F_a pour un jeu diamétral J_d imposé ($J_d = 0$) ou bien du rapport $\frac{J_d}{D_b}$ pour un chargement axial F_a imposé ($F_a = 7000 \text{ N}$), a très peu d'influence sur la valeur de la constante de déflexion axiale K .

$\frac{J_d}{D}$	$K \text{ (MPa)}$	$F_a \text{ (N)}$	$K \text{ (MPa)}$
-0.004	1842.670	3000	1816.959
-0.002	1840.757	5000	1833.135
0	1840.286	7000	1840.286
0.002	1840.905	9000	1845.119
0.004	1842.035	11000	1848.226

TABLE 3.6 – Constante de déflexion axiale K

3.3.2 Distribution de l'enfoncement et du chargement dans le roulement 7208

En configuration sans précharge et à jeu nul, l'application simultanée de deux efforts F_a et F_r , respectivement axial et radial, au niveau de la bague interne d'un roulement à contact oblique 7208, induit une déformation δ_ψ (au contact bille/piste de roulement), dépendant de la déflexion axiale δ_a et de l'enfoncement radial δ_r (Fig. 3.15(a-b)).

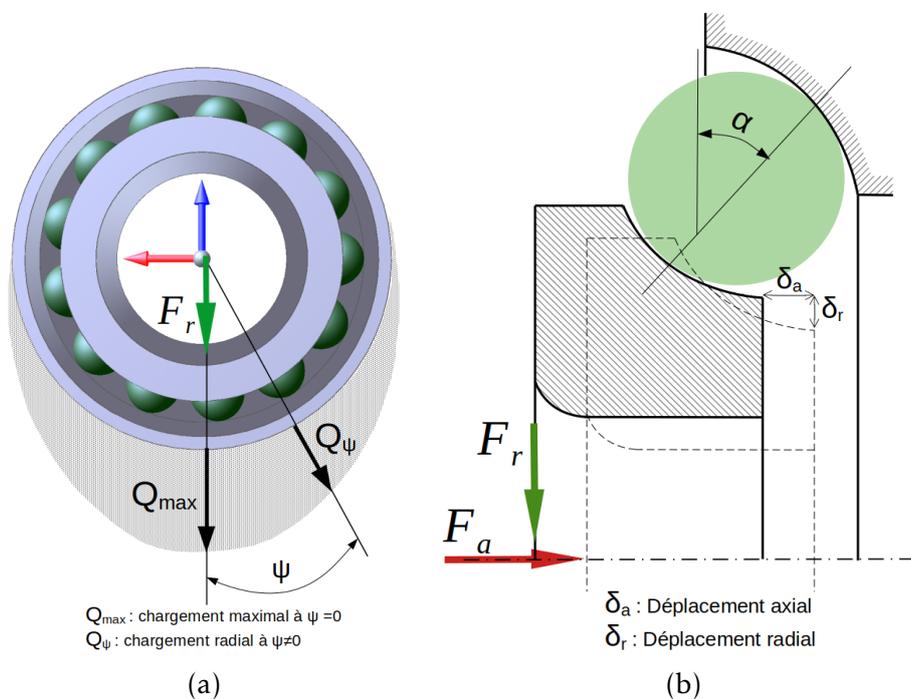


FIGURE 3.15 – (a) Distribution du chargement radial - (b) Déplacement axial δ_a

Après projection des contributions δ_a et δ_r sur la ligne de contact faisant un angle

α avec la verticale, on peut écrire la déformation δ_ψ pour un angle ψ donné comme suit (3.16)

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi \quad (3.16)$$

À noter que selon la direction de l'effort radial F_r , donc à $\psi = 0$, la déformation au niveau du contact bille/piste de roulement atteint sa valeur maximale : $\delta_{max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha$. En introduisant δ_{max} dans l'équation (3.16), puis en effectuant un simple développement analytique, on retrouve la même équation obtenue précédemment pour δ_ψ (3.6), à l'exception toutefois du paramètre de charge ε , dont l'équation pour un roulement à contact oblique sans précharge et à jeu nul est telle que (3.17) :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} \right) \quad (3.17)$$

Par analogie avec l'équation (3.7), le paramètre de charge ε en présence de jeu diamétral J_d s'écrit sous la forme suivante (3.18) :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} - \frac{J_d}{2\delta_r} \right) \quad (3.18)$$

L'application simultanée de deux chargements, respectivement axial et radial induit dans le roulement à contact oblique une distribution non uniforme des efforts sur les éléments roulants (Fig. 3.15(a)). La répartition du chargement est décrite par la fonction Q_ψ , dont l'expression analytique est identique à celle donnée par l'équation (3.8).

Dans le cas présent, il convient toutefois de préciser que l'effort maximal Q_{max} (à $\psi = 0$) susceptible d'être transmis à un élément roulant, peut être calculé de deux manières différentes, soit en considérant le chargement axial F_a et l'intégrale axiale $I_a(\varepsilon)$, ou bien par le biais du chargement radial F_r et l'intégrale radiale $I_r(\varepsilon)$ (3.19). Les intégrales $I_a(\varepsilon)$ et $I_r(\varepsilon)$ ont été initialement introduites par Sjöväll [Sjöväll 1933], dans le but de pouvoir exprimer de manière continue la distribution du chargement dans le roulement. Ces intégrales ont été ultérieurement utilisées par plusieurs auteurs dans leurs modèles analytiques, appelés également modèles statiques, à l'instar de Palmgren [Palmgren 1959], Houpert [Houpert 1997] et Harris et Kotzalas [Harris 2006b].

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{max} = \frac{F_a}{ZI_a(\varepsilon) \sin \alpha} \\ \text{ou} \\ Q_{max} = \frac{F_r}{ZI_r(\varepsilon) \cos \alpha} \end{array} \right. \quad (3.19)$$

À noter que l'intégrale radiale $I_r(\varepsilon)$ s'écrit de la même manière que l'équation (3.10). L'intégrale axiale $I_a(\varepsilon)$ quant à elle, est donnée par l'expression suivante

(3.20) :

$$I_a(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{+\psi_l} \left[1 - \frac{(1 - \cos\psi)}{2\varepsilon} \right]^{3/2} d\psi \quad (3.20)$$

Avant de passer à l'étude de quelques exemples de validation, au travers de la simulation de l'état mécanique du roulement à billes 7208 à contact radial et de l'identification d'indicateurs en déformation et en effort, on va tout d'abord s'intéresser à la variation des intégrales $I_a(\varepsilon)$ et $I_r(\varepsilon)$, et du paramètre de chargement ε en fonction du rapport $\frac{F_r \tan \alpha}{F_a}$. Les résultats des simulations obtenues avec le modèle discret de roulement à billes 7208 sont comparées aux solutions approximées [Harris 2006b]. Les courbes de la figure 3.16 montrent une bonne concordance entre les paramètres simulés et ceux approximés, avec une erreur relative dans le cas le plus défavorable de l'ordre de 5%. À l'évidence, le modèle de roulement par éléments discrets permet de fournir des prédictions fiables, quel que soit le chargement combiné axial et radial appliqué à la bague intérieure.

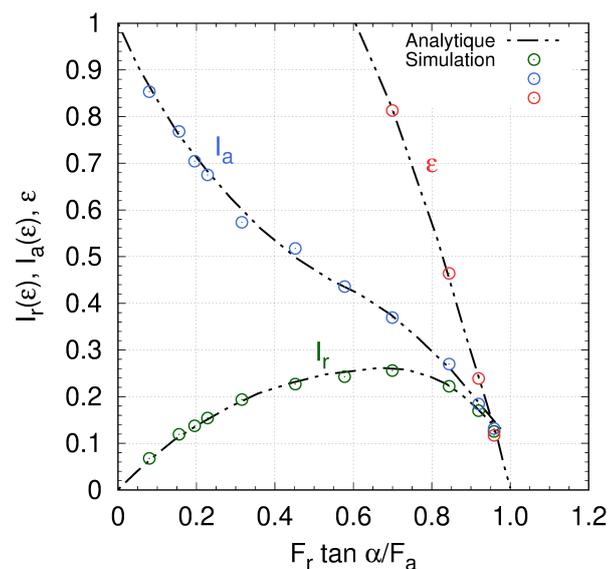


FIGURE 3.16 – Variations des intégrales radiale et axiale, et du paramètre de charge en fonction du chargement imposé

On va maintenant se placer dans le cas où la bague intérieure du roulement à contact oblique 7208 supporte un chargement combiné axial et radial, $F_a = F_r = 5000 \text{ N}$, appliqué à la bague intérieure. Un intérêt particulier est porté aux indicateurs standards, à savoir la distribution de l'enfoncement normal δ_ψ et la répartition du chargement normal Q_ψ , afin de mettre en évidence l'influence de certains paramètres géométriques, tels que le paramètre de courbure B billes/pistes de roulement et le jeu diamétral J_d . Les simulations sont réalisées,

dans un premier temps, en faisant varier la conformité des pistes de roulement pour un jeu imposé nul ($J_d = 0$), puis dans un second temps, en considérant différents niveaux du jeu diamétral J_d pour des conformités de pistes intérieure et extérieure fixées, $\frac{R_i}{D_b} = \frac{R_e}{D_b} = 0.52$ ($B = 0.04$).

Les figures 3.17(a-b) illustrent la distribution du chargement normal Q_ψ et de la déformation normale δ_ψ dans le roulement 7208 pour plusieurs courbures de piste B . Première constatation, contrairement au cas précédent, à savoir celui du roulement à contact radial 6208, la distribution du chargement Q_ψ dans le cas présent est sensible au paramètre de courbure B (Fig. 3.17(a)). L'intensité de l'effort maximal Q_{max} , à $\psi = 0$, est d'autant plus élevée que la conformité des pistes de roulement est grande. Cette proportionnalité entre les deux grandeurs s'explique par une diminution de l'angle de contact α quand la conformité des pistes de roulement croît sensiblement par rapport au diamètre des éléments roulants (Tab. 3.7). Deuxième constatation, le paramètre de charge ε est constamment supérieur à 1 quelle que soit la valeur de B considérée, et ce même pour un jeu diamétral $J_d = 0$. Ce résultat est tout à fait cohérent avec le type de chargement imposé, puisque celui-ci sollicite simultanément toutes les billes du roulement même en l'absence de précharge ($J_d > 0$). De la même manière, la déformation normale δ_ψ est d'autant plus importante que le paramètre de courbure est élevé (Fig. 3.17(b)). Pour rappel, la dépendance de δ_ψ au paramètre de courbure B a déjà été mise en évidence dans le cas du roulement à contact radial 6208, puisqu'une variation de B entraîne nécessairement une modification de l'ellipticité $\bar{\kappa}$, ce qui induit par conséquent une variation de la déformation normale maximale δ_{max} ($\psi = 0$).

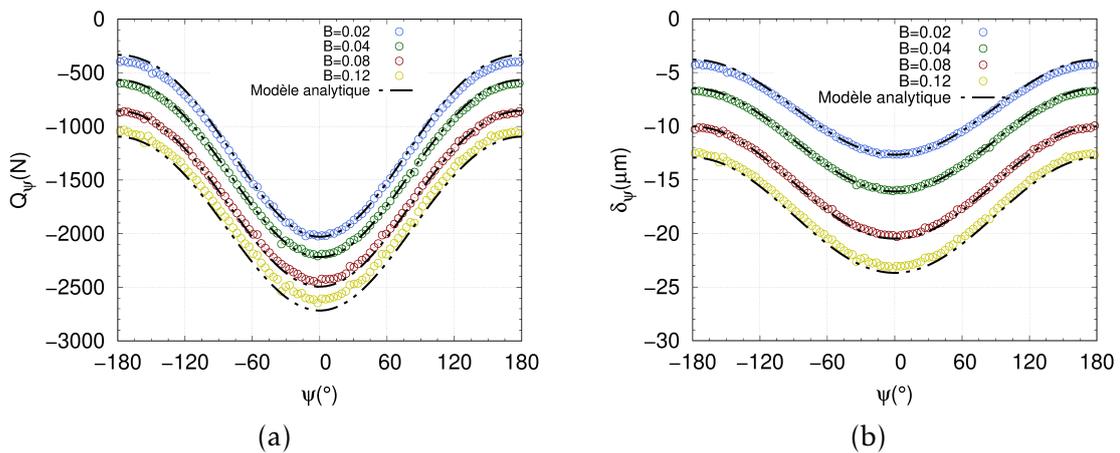


FIGURE 3.17 – (a) Distribution du chargement normale - (b) Distribution de la déformation normale ($J_d = 0$)

Il convient toutefois de noter que pour des conformités plus évasées, typiquement pour un paramètre de courbure $B > 0.04$, des différences remarquables, entre les valeurs simulées et celles obtenues avec le modèle analytique, sont observées.

L'écart entre ces quantités est lié, d'une part, au chargement imposé, en particulier par rapport à la composante axiale F_a qui met en compétition toutes les billes du roulement ce qui peut être source d'instabilité numérique, et d'autre part, par le fait que les résultats numériques soient obtenus à partir d'une résolution quasi-statique (à faible vitesse de rotation) contrairement au modèle analytique, lequel est plutôt basé sur une formulation purement géométrique où le roulement est considéré dans un état statique [Harris 2006b]. Les écarts relatifs entre les prédictions numériques et solutions théoriques atteignent au maximum 16.4% et 10.5%, respectivement pour Q_{max} et δ_{max} .

B	ε	α (°)	Q_{max} (N)	δ_{max} (μm)
0.02	1.428	19.284	-2025.364	-12.726
0.04	1.673	16.242	-2276.712	-16.084
0.08	1.959	13.547	-2530.646	-21.826
0.12	2.201	12.090	-3162.313	-26.166

TABLE 3.7 – Paramètres géométriques et mécaniques pour différentes valeurs du paramètre de courbure B

Les courbes des figures 3.18(a-b) tracées pour trois valeurs de jeu diamétral J_d , respectivement négatif, nul et positif montrent globalement un bon accord entre les prédictions du modèle discret de roulement à billes 7208 et la solution analytique. La configuration préchargée, ce qui correspond à un roulement avec un jeu négatif $J_d < 0$, induit bien sûr un chargement normal Q_ψ plus important (Fig. 3.18(a)). Par ailleurs, ce dernier s'accompagne d'un enfoncement normal δ_ψ , au niveau du contact billes/pistes de roulement, plus prononcé (Fig. 3.18(b)). Ces résultats sont tout à fait attendus et cohérents avec ce qui a été déjà observé dans le cas du roulement à contact radial 6208.

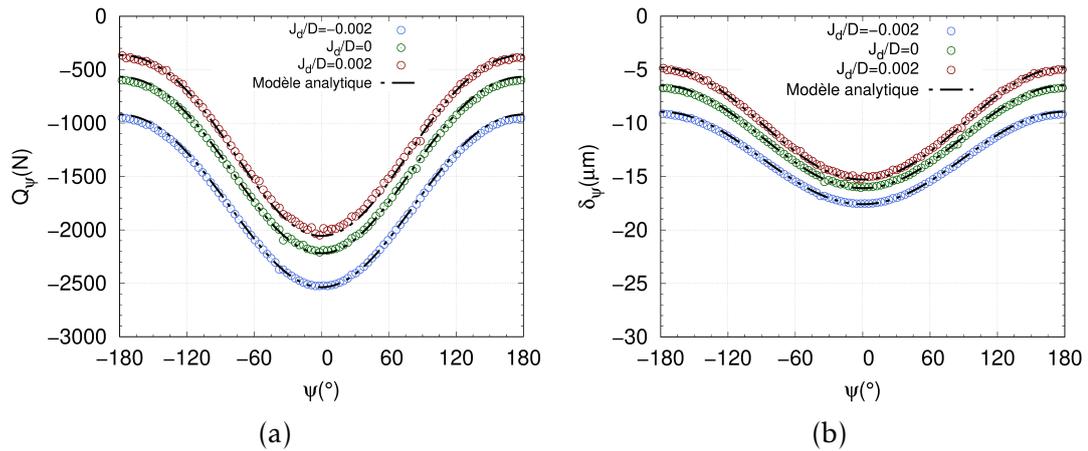


FIGURE 3.18 – (a) Distribution du chargement normale - (b) Distribution de la déformation normale ($B = 0.04$)

Par ailleurs, les résultats du tableau 3.8 mettent clairement en lumière l'influence

du jeu diamétral J_d sur les grandeurs mécaniques Q_{max} et δ_{max} , le paramètre de charge ε et l'angle de contact α . La présence de jeu dans le roulement est de nature à favoriser le mouvement relatif entre les pistes interne et externe, ce qui se traduit par un plus grand angle de contact α et une diminution du paramètre de charge ε . Cette corrélation entre les différents paramètres est bien sûr prévisible, mais elle a, cependant, le mérite de valider le modèle discret de roulement à billes à contact oblique 7208 implémenté dans le code de calcul MULTICOR3D. Pour les mêmes raisons que celles discutées précédemment, on observe, également, des différences entre les grandeurs simulées et celles obtenues avec les modèles analytiques. Les écarts relatifs calculés pour les quantités Q_{max} et δ_{max} sont respectivement de 7.5% et 4.8%.

$\frac{J_d}{D_b}$	J_d (μm)	ε	α ($^\circ$)	Q_{max} (N)	δ_{max} (μm)
-0.002	-25.2	2.034	12.804	-2725.908	-18.425
1.673	0	0	16.242	-2276.712	-16.084
0.002	25.2	1.458	19.510	-2096.700	-15.401

TABLE 3.8 – Paramètres géométriques et mécaniques en fonction du jeu diamétral J_d

3.4 Conclusion

À travers les deux types de roulements à billes choisis, respectivement le 6208 à contact radial et le 7208 à contact oblique, on a voulu, en premier lieu, valider en quasi-statique le modèle 3D de roulements à billes implémenté dans le code de calcul MULTICOR3D, puis démontrer, en second lieu, la pertinence de l'approche discrète pour la détermination des indicateurs mécaniques et géométriques des roulements à billes, en fonction du chargement appliqué, du jeu (ou de la précharge) imposé(e) et de la conformité des pistes de roulement. Du point de vue des indicateurs géométriques, le modèle de roulement est parfaitement adapté pour prédire le déplacement relatif et l'angle de contact, aussi bien en configuration libre que chargée. Concernant les indicateurs mécaniques, la modélisation discrète mise au point donne un éclairage sur l'état du roulement, en termes de distribution du chargement, d'enfoncement normal et de pression de Hertz au contact bille/piste de roulement. À noter que les simulations numériques sont réalisées en quasi-statique, à très faible vitesse de rotation pour minimiser les effets d'inertie. En ce sens, les modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208 présentent un avantage notable par rapport aux modèles analytiques ou semi-analytiques, où souvent l'hypothèse d'une configuration idéale du roulement est prise en compte, puisque ces derniers fournissent une réponse dynamique plus riche et au plus près de l'état mécanique réel du roulement.

Comportement dynamique des roulements 6208 et 7208

Sommaire

4.1 Introduction	93
4.2 Pilotage des roulements à billes 6208 et 7208	93
4.2.1 Indicateurs cinématiques standards	94
4.2.2 Paramètres cinématiques du roulement à billes 7208	101
4.3 Analyse du comportement dynamique	106
4.3.1 Force centrifuge	106
4.3.2 Moment gyroscopique	109
4.4 Conclusion	115

4.1 Introduction

Après avoir étudié le comportement en quasi-statique des modèles discrets de roulements 6208 et 7208, au travers d'un certain nombre d'indicateurs géométriques et mécaniques standards, on va traiter, dans ce chapitre, la modélisation de la réponse dynamique des deux roulements en conditions de fonctionnement réelles. Dans un premier temps, on va d'abord se concentrer, d'un point de vue cinématique, sur la transmission du mouvement de rotation de la bague intérieure aux éléments roulants (billes) du roulement. Il est question de déterminer les indicateurs cinématiques classiques, à savoir la vitesse angulaire des billes et fréquences caractéristiques, habituellement utilisées en tant qu'indicateurs par les méthodes de surveillance pour le diagnostic des défauts de roulement. Dans un second temps, on va mener une analyse dynamique du comportement des deux modèles discrets de roulements à billes en conditions de pilotage réelles. On va notamment s'intéresser à des paramètres et grandeurs dynamiques bien connus, pouvant être extraits au travers des éléments roulants, tels que le moment gyroscopique, la force centrifuge, l'angle gyroscopique, etc.

4.2 Pilotage des roulements à billes 6208 et 7208

Les roulements sont conçus pour supporter et transmettre des charges dynamiques importantes qui viennent fortement solliciter les éléments roulants

et pistes de roulement. À l'évidence, la fonction de guidage en rotation des roulements dans les machines tournantes est primordiale, elle doit, donc, être modélisée de manière à reproduire l'état dynamique de façon réaliste. À cet effet, les modèles discrets de roulements 6208 et 7208, mis au point, sont pilotés en rotation tout en étant sous chargement radial F_r et/ou axial F_a . Le pilotage en vitesse s'effectue par l'intermédiaire de la bague intérieure, ce qui revient à lui transmettre la vitesse angulaire ω_{arbre} imposée à l'arbre. Le pilotage en vitesse s'effectue selon trois phases, respectivement d'accélération (phase de démarrage), stationnaire (phase de régime établi) et de décélération (phase de freinage). Afin de pouvoir piloter de manière progressive la montée et la descente en vitesse, les phases d'accélération et de décélération suivent une rampe sinusoïdale sur une durée équivalente à un quart de période $\frac{T}{4}$. La phase stationnaire, en régime établi, dure quant à elle une période complète T . La figure 4.1 décrit le pilotage en vitesse de la bague intérieure avec un régime stationnaire atteint à $\omega_{arbre} \approx 1910 \text{ tr/min}$ après une phase de démarrage d'une durée de 1.57 s.

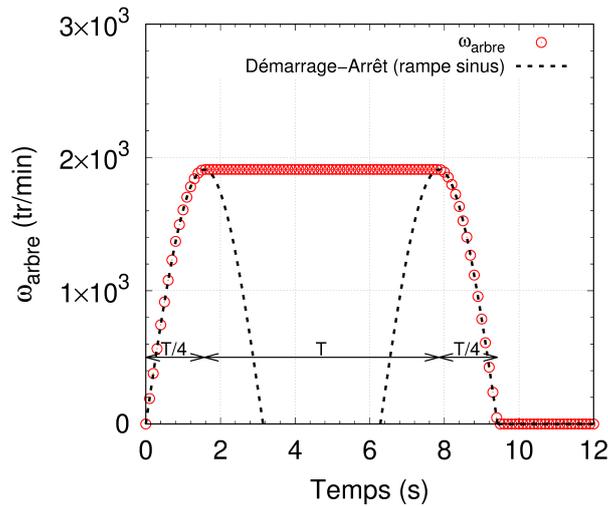


FIGURE 4.1 – Pilotage en vitesse angulaire de la bague intérieure

4.2.1 Indicateurs cinématiques standards

Lorsque l'arbre transmet le mouvement de rotation à la bague intérieure du roulement, les éléments roulants de ce dernier effectuent à leur tour une rotation pouvant être combinée à un mouvement de pivotement, dont l'interprétation cinématique est assez complexe à formuler analytiquement [Harris 2006a]. Dans le cas général et de manière schématisée, la figure 4.2 montre une illustration des mouvements de rotation et de pivotement effectués par l'élément roulant (bille) du roulement. Au cours de son entraînement par la bague tournante, l'élément roulant effectue un mouvement combiné, à la fois de rotation par rapport à lui-même, d'axe propre de rotation incliné d'un angle β (angle de tangage, *pitch*

angle) par rapport à l'axe de rotation du roulement, et de pivotement par effet gyroscopique d'angle β' (angle de lacet, *raw angle*).

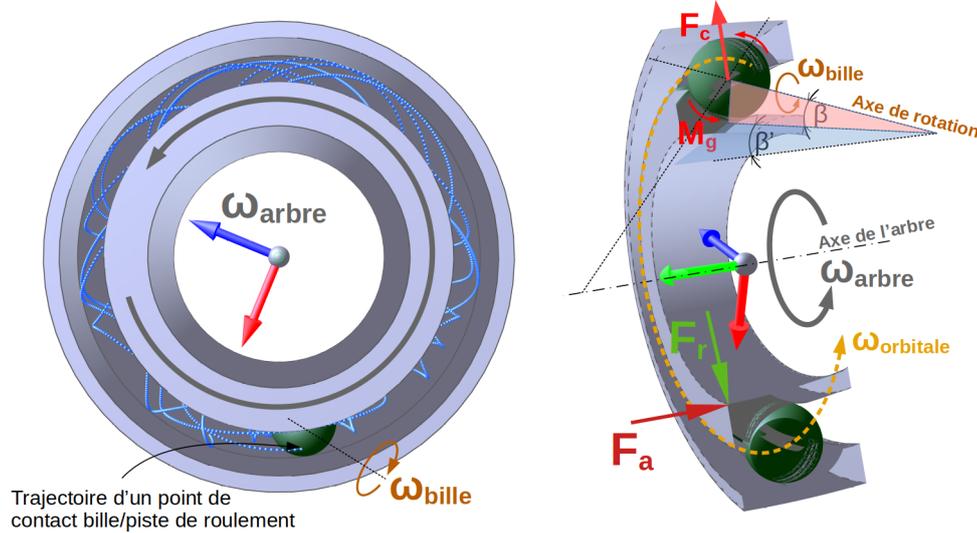


FIGURE 4.2 – Pilotage en vitesse angulaire de la bague intérieure et grandeurs cinématiques et dynamiques

4.2.1.1 Vitesse angulaire de l'élément roulant

Avec l'hypothèse que chaque bille du roulement soit soumise à ses propres conditions cinématiques et effets gyroscopiques, la vitesse angulaire d'une bille par rapport à son axe de rotation propre, dans le cas d'une bague intérieure tournante [Harris 2006a], est donnée par l'expression ci-dessous (4.1) :

$$\omega_{bille} = \frac{-\omega_{arbre}}{2} \left(\frac{\frac{d_m}{2} - r'_i \cos \alpha_i}{r'_i (\cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_i + \sin \beta \sin \alpha_i)} \right) \quad (4.1)$$

avec α_i l'angle de contact bille/piste intérieure et r'_i le rayon de l'élément roulant réduit de son enfoncement dans la piste de roulement. En faisant l'hypothèse que $r'_i \approx \frac{D_b}{2}$ et l'angle de pivotement par effet gyroscopique $\beta' \approx 0$, après réécriture de l'équation 4.1, l'expression analytique simplifiée de la vitesse angulaire ω_{bille} est la suivante (4.2) :

$$\omega_{bille} = \frac{-\omega_{arbre}}{2\gamma \cos \beta} \left(\frac{1 - \gamma \cos \alpha_i}{\cos \alpha_i + \tan \beta \sin \alpha_i} \right) \quad (4.2)$$

avec $\gamma = \frac{D_b}{d_m}$.

Hamrock [Hamrock 1983], quant à lui, propose une expression analytique de la vitesse ω_{bille} qui tient compte de l'angle de contact $\alpha_{i,o}$ (bille/piste de roulement intérieure ou extérieure) en négligeant les effets gyroscopiques (β, β') : $\omega_{bille} =$

$-\omega_{arbre} \left(\frac{1}{2\gamma} - \frac{\cos\alpha_i}{2} \right)$. Enfin, dans le cas du roulement à billes à contact radial 6208, donc en l'absence d'angle de contact et d'effet gyroscopique ($\alpha_i = \beta = 0$), l'expression de la vitesse angulaire de la bille ω_{bille} se réduit à la forme suivante (4.3) :

$$\omega_{bille} = -\omega_{arbre} \left(\frac{1}{2\gamma} - \frac{1}{2} \right) \quad (4.3)$$

Afin de se placer dans le cas général, sans restriction de chargement et de mouvement, on considère dans un premier temps le modèle de roulement à contact oblique 7208, auquel on applique le protocole de pilotage en vitesse discuté auparavant (Fig. 4.1), un chargement combiné axial et radial ($F_a = F_r = 5000 \text{ N}$) au niveau de la bague intérieure et une précharge nulle ($\frac{J_d}{D_b} = 0$). Dans une telle configuration dynamique, l'entraînement des billes en rotation les soumet à la force centrifuge \vec{F}_c et au moment gyroscopique \vec{M}_g (Fig. 4.2). Puisque l'objet de cette partie est essentiellement dédié à l'analyse cinématique, les deux grandeurs dynamiques seront abordées plus longuement au prochain point, lequel sera spécifiquement consacré à l'analyse dynamique des roulements 6208 et 7208.

Dans un deuxième temps, on se place dans le cas particulier, celui du roulement à contact radial 6208 pour simuler la cinématique des éléments roulants avec les mêmes conditions de pilotage en vitesse sous chargement purement radial $F_r = 5000 \text{ N}$. Dans ce cas de figure, les effets gyroscopiques sont bien sûr négligeables. Dans les deux cas, les conformités des pistes de roulement intérieure et extérieure sont considérées identiques, telles que $f_i = f_e = 0.52$ ($B = 0.04$)

Les courbes de la figure 4.3 décrivent à la fois la vitesse angulaire de la bille ω_{bille} , par rapport à son axe de rotation propre, ainsi que la vitesse angulaire imposée à l'arbre selon le protocole de pilotage décrit précédemment. En régime stationnaire, l'arbre et la bague intérieure tournent à la même vitesse angulaire $\omega_{arbre} \simeq 1910 \text{ tr/min}$. D'un point de vue qualitatif, les vitesses angulaires ω_{bille} des roulements 6208 et 7208 suivent la même variation que la vitesse angulaire imposée à la bague intérieure ω_{arbre} .

Les vitesses de rotation des éléments roulants et paramètres angulaires en régime stationnaire sont donnés dans le tableau 4.1.

Roulement	α_i (°)	β (°)	β' (°)	ω_{bille}^{num} (tr/min)	ω_{bille}^{analy} (tr/min)
7208	16.935	23.703	0.015	3707.337	3704.915
6208	8.53×10^{-6}	0.27	1.8×10^{-4}	3637.507	3637.867

TABLE 4.1 – Paramètres et vitesses de rotation angulaires des éléments roulants

À la lecture de ces résultats, on peut conclure que la cinématique des éléments

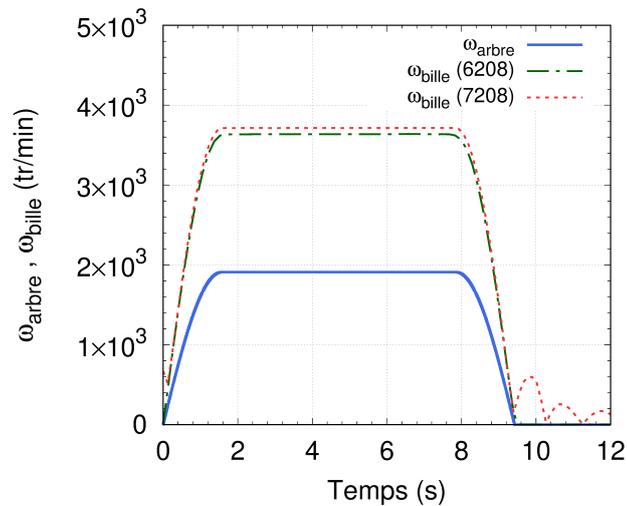


FIGURE 4.3 – Pilotage en vitesse de la bague intérieure et vitesse angulaire de l'élément roulant (roulements 6208 et 7208)

roulants simulée avec le code de calcul MULTICOR3D concorde de manière très satisfaisante à celle obtenue avec les modèles analytiques. Les effets gyroscopiques attendus dans le cas du roulement à contact oblique 7208 sont reproduits à l'identique par le modèle discret de roulement équivalent. À l'inverse, les simulations effectuées avec le modèle de roulement 6208, montre bien qu'en configuration purement radiale les effets gyroscopiques sur les éléments roulants sont quasi-négligeables. À noter que le modèle de roulement à billes implémenté dans le code de calcul MULTICOR3D présente un avantage par rapport à la théorie de contrôle (*Control Theory* ou *Jones Theory*) proposée par Jones [Jones 1960] pour déterminer l'angle β . Pour rappel, cette théorie est basée sur l'hypothèse selon laquelle une des deux bagues, intérieure ou extérieure, est considérée comme bague de contrôle. La modélisation discrète se distingue en effet par une réponse cinématique du roulement déterminée instantanément, et qui est couplée à son état mécanique. La prise en compte des interactions mécaniques (efforts et moments) au niveau des contacts billes/pistes de roulement permet de suivre temporellement l'évolution des indicateurs cinématiques et dynamiques en fonction des conditions de pilotage. L'intérêt de la modélisation discrète par rapport au concept de la bague de contrôle est développé plus en détail dans la suite du chapitre.

4.2.1.2 Fréquences caractéristiques

D'un point de vue théorique, chaque roulement possède ses propres fréquences caractéristiques qui dépendent de ses dimensions, du nombre de ses éléments roulants et de la vitesse angulaire ω_{arbre} imposée à sa bague intérieure (ou extérieure). Ces fréquences sont en particulier utiles pour l'identification des

défauts dans les roulements au moyen d'une méthode de diagnostic adaptée. Le tableau 4.2 regroupe les 4 signatures fréquentielles associées aux principaux défauts (défauts matériels) susceptibles de se manifester au sein du roulement.

Localisation du défaut	Piste intérieure	Piste extérieure	Bille	Cage
Signature fréquentielle	BPFI	BPFO	BSF	FTF

TABLE 4.2 – Fréquences caractéristiques associées aux principaux défauts de roulement

Avec :

— BPFI : *Ball Passing Frequency Inner* (défaut sur la piste intérieure)

$$f_{BPFI} = \frac{f_{arbre} Z}{2} \left(1 + \frac{D_b}{d_m} \cos \alpha \right)$$

— BPFO : *Ball Passing Frequency Outer* (défaut sur la piste extérieure)

$$f_{BPFO} = \frac{f_{arbre} Z}{2} \left(1 - \frac{D_b}{d_m} \cos \alpha \right)$$

— BSF : *Ball Spin Frequency* (défaut sur l'élément roulant)

$$f_{BSF} = \frac{f_{arbre} d_m}{2D_b} \left(1 - \left(\frac{D_b}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right)$$

— FTF : *Fundamental Training Frequency* (défaut de type cage)

$$f_{FTF} = \frac{f_{arbre}}{2} \left(1 - \frac{D_b}{d_m} \cos \alpha \right)$$

L'identification des fréquences caractéristiques des roulements 6208 et 7208 est réalisée par le biais d'un pilotage en vitesse de leurs bagues intérieures respectives ($\omega_{arbre} \simeq 191 \text{tr/min}$), tout en conservant pour chaque roulement le chargement mécanique appliqué précédemment.

Les courbes en traits continus des figures 4.4(a-b) décrivent la variation en fonction du temps des coordonnées cartésiennes du point de contact bille/piste intérieure ou extérieure par rapport au centre du roulement. Les courbes en traits discontinus représentent les coordonnées cartésiennes d'un défaut fictif présent sur la piste intérieure (Fig. 4.4(a)) ou extérieure (Fig. 4.4(b)). L'identification des signatures BPFI et BPFO revient à déterminer l'intervalle de temps Δt séparant deux instants successifs, au cours desquels le point de contact et le défaut fictif sont confondus. Les courbes en traits continus de la figure 4.4(c) permettent de suivre les coordonnées d'un défaut fictif présent sur un élément roulant. Le laps de temps où le défaut fictif coïncide alternativement avec le point de contact bille/piste intérieure et bille/piste extérieure (courbes en traits discontinus) correspond à la signature BSF. Enfin, la signature FTF est identifiée sur une période à partir de la variation des coordonnées du centre d'un élément de la cage faisant office de défaut (Fig. 4.4(d)).

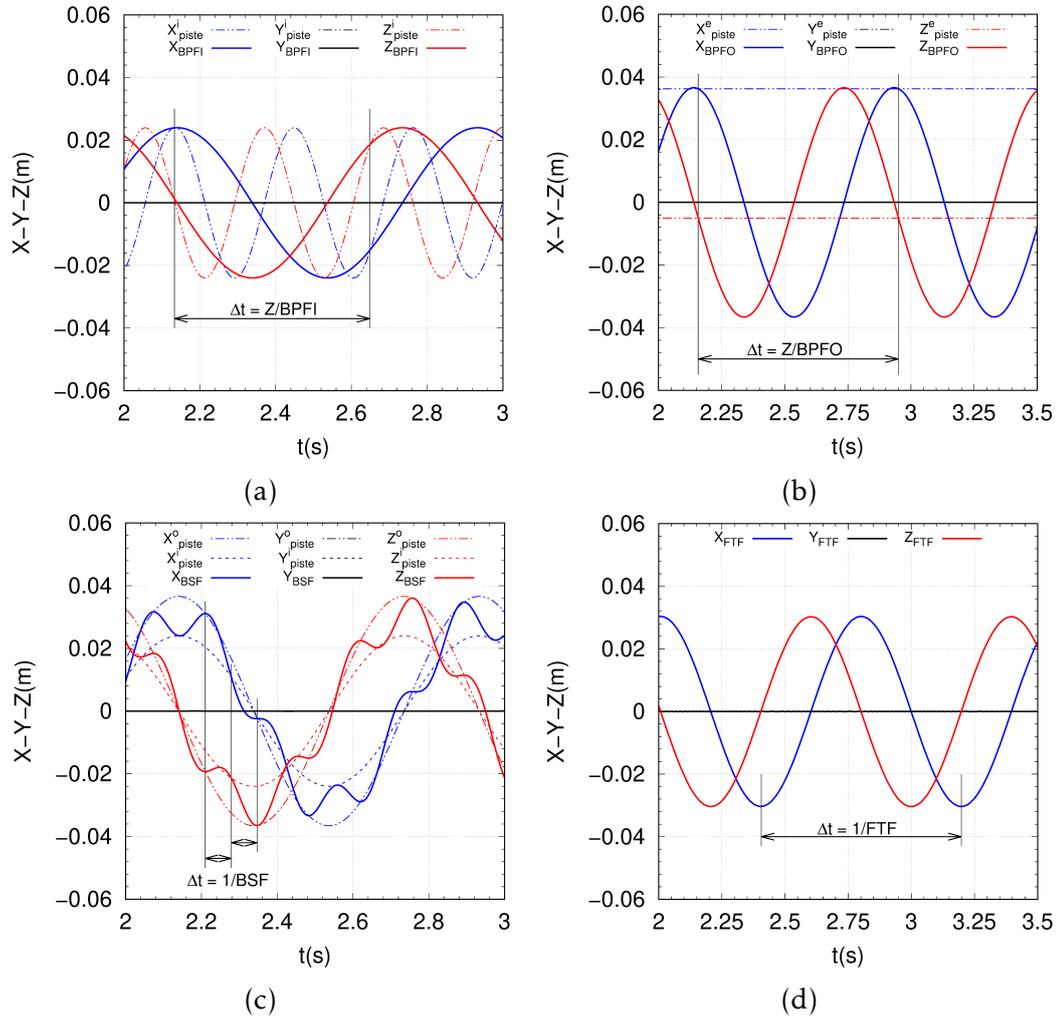


FIGURE 4.4 – Identification des fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact radial 6208 : (a) BPF, (b) BPFO, (c) BSF, (d) FTF

Le tableau 4.3 résume les signatures fréquentielles BPF, BPFO, BSF et FTF simulées et théoriques du roulement à contact radial 6208. À la lecture de ces valeurs, on peut conclure que les fréquences caractéristiques du modèle discret de roulement 6208 sont en parfait accord avec celles calculées théoriquement.

Roulement 6208	BPF (Hz)	BPFO (Hz)	BSF (Hz)	FTF (Hz)
Fréquences simulées	17.442	11.363	14.598	1.262
Fréquences théoriques	17.303	11.346	14.648	1.261
Écart relatif en %	0.8	0.15	0.34	0.08

TABLE 4.3 – Fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact radial 6208

Les fréquences caractéristiques du roulement à contact oblique 7208, BPF, BPFO, BSF et FTF, sont identifiées à partir des courbes représentées sur les figures 4.5(a-

d). Le principe d'identification est identique au cas du roulement 6208, à savoir la détermination de la fréquence de passage sur un défaut fictif présent sur la piste de roulement intérieure (signature BPFi) ou extérieure (signature BPFo) (Fig. 4.5(a-b)), celle d'un défaut fictif présent sur un élément roulant (signature BSF) en contact avec l'une des deux pistes de roulement (Fig. 4.5(c)) et enfin celle d'un élément de la cage pour simuler un défaut fictif sur celle-ci (signature FTF) (Fig. 4.5(d)).

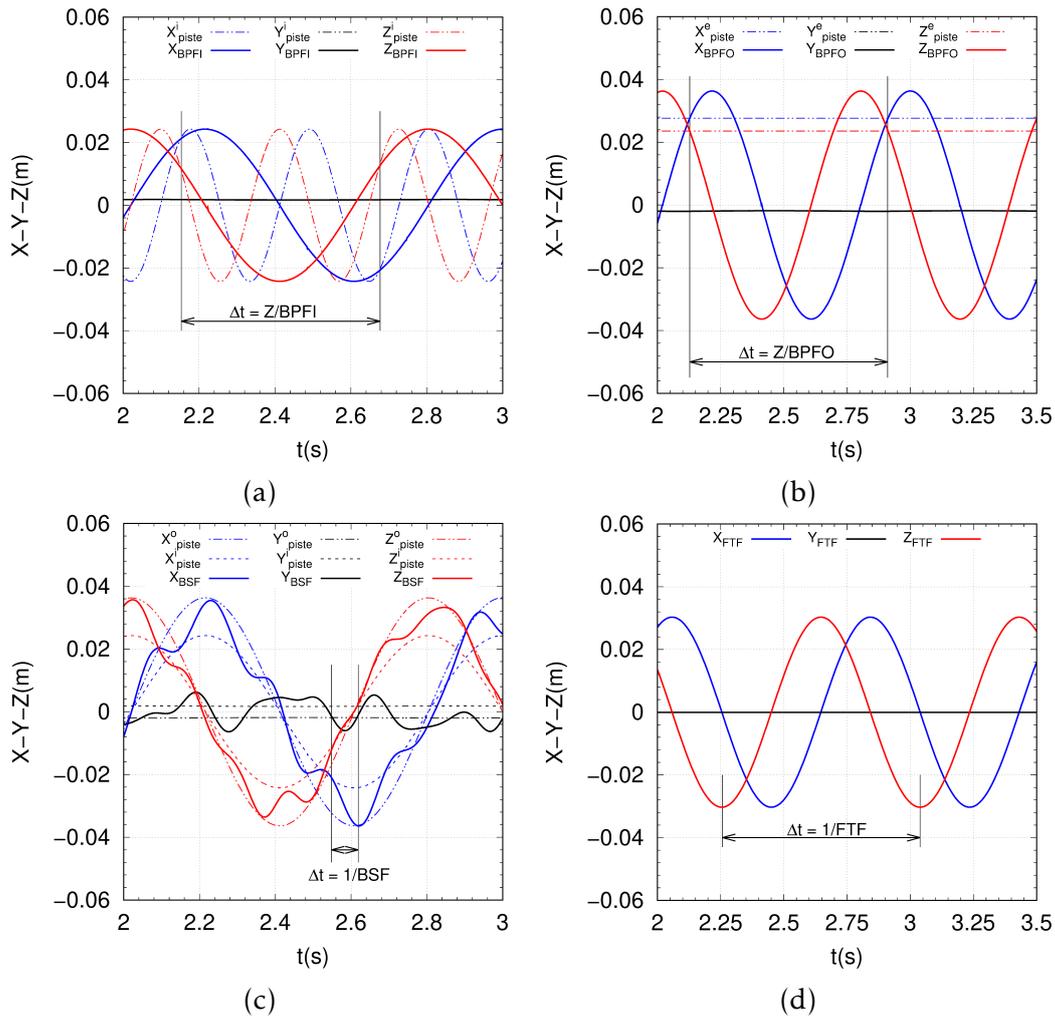


FIGURE 4.5 – Identification des fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact oblique 7208 : (a) BPFi, (b) BPFo, (c) BSF, (d) FTF

Les valeurs des fréquences caractéristiques données au tableau 4.4 sont simulées numériquement et calculées théoriquement avec un angle de contact $\alpha_{i,o} = 16.4^\circ$. Les résultats fournis par le modèle discret de roulement à billes 7208 sont identiques à celles obtenues avec les équations analytiques (rappelées précédemment).

Roulement 7208	BPMI (Hz)	BPMO (Hz)	BSF (Hz)	FTF (Hz)
Fréquences simulées	24.809	16.603	14.084	1.278
Fréquences théoriques	24.838	16.544	14.701	1.274
Écarts relatifs en %	0.11	0.35	4.2	0.31

TABLE 4.4 – Fréquences caractéristiques du roulement à billes à contact oblique 7208

4.2.2 Paramètres cinématiques du roulement à billes 7208

Cette partie est consacrée à l'étude des paramètres cinématiques spécifiques aux roulements à contact oblique en utilisant le modèle discret de roulement à billes à contact oblique 7208. Il s'agit de déterminer, en fonction des conditions de pilotage, de chargement et de précharge : les angles de contact, l'inclinaison de l'axe de rotation propre de la bille (angle gyroscopique entre l'axe de rotation propre de la bille et l'axe de rotation du roulement) et le rapport des vitesses angulaires de roulement et de pivotement (*spin-to-roll ratio*) aux points de contact bille/pistes de roulement (Fig. 4.6).

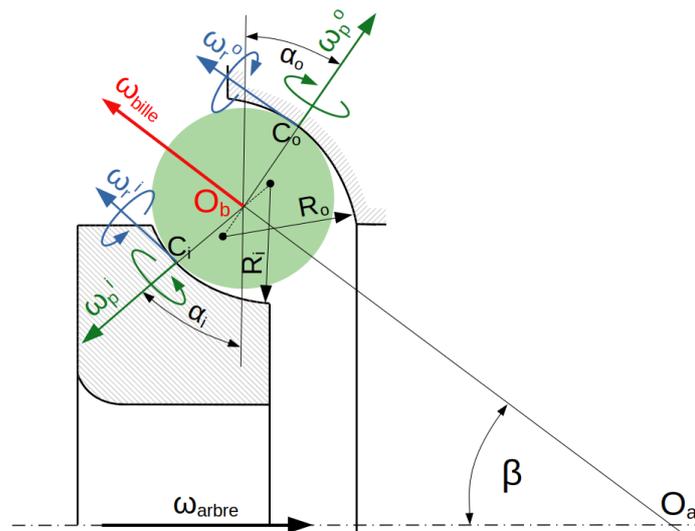


FIGURE 4.6 – Axe de rotation propre d'une bille effectuant un mouvement de roulement et de pivotement

Comme il a été rappelé précédemment, la modélisation des roulements en quasi-statique ou en quasi-dynamique est classiquement basée sur l'hypothèse de la bague de contrôle (*raceway control hypothesis*), initiée par Jones [Jones 1960], et selon laquelle on suppose que : (1) l'élément roulant roule sans pivotement sur la piste de roulement de contrôle et avec pivotement sur l'autre piste de roulement ; (2) le moment gyroscopique agissant sur l'élément roulant est contré par les effets de frottement au niveau de la piste de roulement de contrôle en l'absence de glissement gyroscopique. Ce concept a été repris largement, voire amendé

par nombre d'auteurs dans la littérature [Harris 1971, Dominy 1986, Nelias 1994, Wang 2014b, Wagner 2017].

4.2.2.1 Rapports des vitesses de pivotement et de roulement

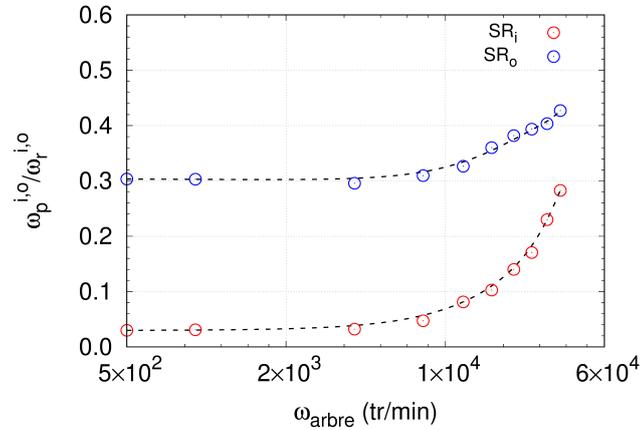
La figure 4.6 décrit l'ensemble des grandeurs géométriques et cinématiques au niveau des contacts d'un élément roulant avec les deux pistes de roulement intérieure et extérieure. Les grandeurs cinématiques $\omega_p^{i,o}$ et $\omega_r^{i,o}$ sont respectivement les vitesses angulaires de pivotement et de roulement de l'élément roulant aux points de contact avec les pistes de roulements intérieure et extérieure. D'un point de vue vectoriel, $\omega_p^{i,o}$ et $\omega_r^{i,o}$ sont obtenues après projection des vecteurs vitesses angulaires relatives bille/piste de roulement intérieure $\vec{\omega}_{bille}^i$ et bille/piste de roulement extérieure $\vec{\omega}_{bille}^e$ dans le repère local de contact (Fig. 4.6). Les expressions vectorielles de $\vec{\omega}_{bille}^i$ et $\vec{\omega}_{bille}^e$ sont données par les équations (4.4) :

$$\begin{cases} \vec{\omega}_{bille}^i = \vec{\omega}_{bille} - (\vec{\omega}_{arbre} - \vec{\omega}_{orbitale}) \\ \vec{\omega}_{bille}^e = \vec{\omega}_{bille} + \vec{\omega}_{orbitale} \end{cases} \quad (4.4)$$

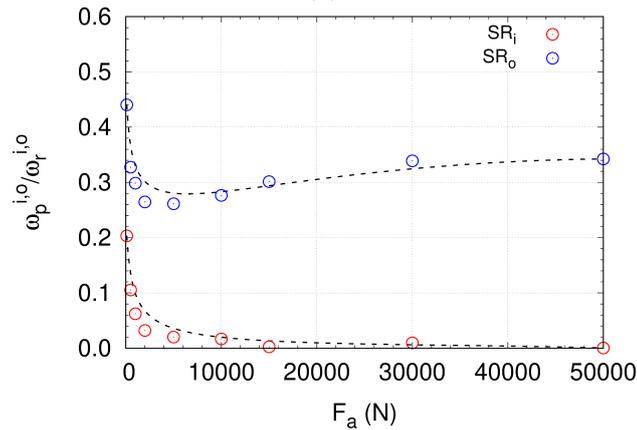
En calculant les rapports des vitesses angulaires de pivotement $\omega_p^{i,o}$ sur celles de roulement, $\omega_r^{i,o}$, $SR_i = \frac{\omega_p^i}{\omega_r^i}$ et $SR_e = \frac{\omega_p^e}{\omega_r^e}$, on peut évaluer la prépondérance du pivotement dans le roulement pour des conditions de pilotage et de précharge, et des conformités de pistes de roulement données. Les rapports SR_i et SR_o sont classiquement qualifiés de *spin-to-roll ratios*. La figure 4.7(a) montre l'évolution des rapports SR_i et SR_o en fonction de la vitesse angulaire imposée à la bague intérieure ω_{arbre} , avec des conformités de pistes intérieure et extérieure égales, $f_i = f_o = 0.52$ ($B = 0.04$), un jeu diamétral $J_d = 56.7 \mu m$ ($\frac{J_d}{D_b} = 0.0045$) et un chargement axiale $F_a = 3000 N$ ($F_r = 0$).

La figure 4.7(b), quant à elle, montre la variation des rapports SR_i et SR_o en fonction du chargement axial F_a avec une vitesse angulaire constante $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$, en conservant les mêmes conformités de pistes et conditions de précharge. Dans les deux cas, le rapport SR_o est supérieur au rapport SR_i quelle que soit la vitesse angulaire ou la charge axiale imposée. Cela s'explique par le fait que la bague intérieure soit pilotée à la fois en vitesse et en force. Le pivotement est donc prépondérant au niveau de la piste de roulement extérieure. Le pilotage adopté dans le cadre de la modélisation par éléments discrets s'apparente, jusqu'à une certaine mesure, à l'hypothèse de contrôle de la bague intérieure [Jones 1960]. Les courbes de la figure 4.7(a) indiquent une évolution quasi-constante des rapports SR_i et SR_o pour des vitesses angulaires de la bague intérieure $\omega_{arbre} < 10^4 tr/min$, au-delà de cette valeur, les rapports SR_i et SR_o suivent une évolution ascendante en raison, d'une part, d'une vitesse angulaire croissante, et d'autre part, de la faible intensité du chargement axial imposé F_a . Le rôle de cette dernière est clairement mis en évidence au travers des courbes de la figure 4.7(b) montrant

une décroissance puis une stabilisation des rapports SR_i et SR_o à mesure que le chargement axial croît.



(a)



(b)

FIGURE 4.7 – Rapports des vitesses angulaires de pivotement et de roulement : (a) $F_a = 3000\text{ N}$ - (b) $\omega_{arbre} = 10^4\text{ tr/min}$

4.2.2.2 Angles de contact, angles d'inclinaison et gyroscopique

Les angles de contact élément roulant/pistes de roulement évoluent eux aussi en fonction des conditions de pilotage. Même si, dans un premier temps, les angles de contact α_i et α_o restent sensiblement proches pour de faibles vitesses angulaires, on observe, dans un deuxième temps, une croissance marquée de α_i en même temps qu'une décroissance nette de α_o pour des vitesses angulaires de pilotage $\omega_{arbre} > 10^3\text{ tr/min}$ (Fig. 4.8(a)). En considérant cette fois-ci une vitesse angulaire constante et une charge axiale variable (Fig. 4.8(b)), les angles de contact évoluent en sens inverse pour de faibles chargements axiaux et tendent progressivement vers des valeurs sensiblement proches sous chargement axial très élevé ($F_a > 10^4\text{ N}$). Pour rappel α_0 est l'angle statique ($\omega_{arbre} = 0$).

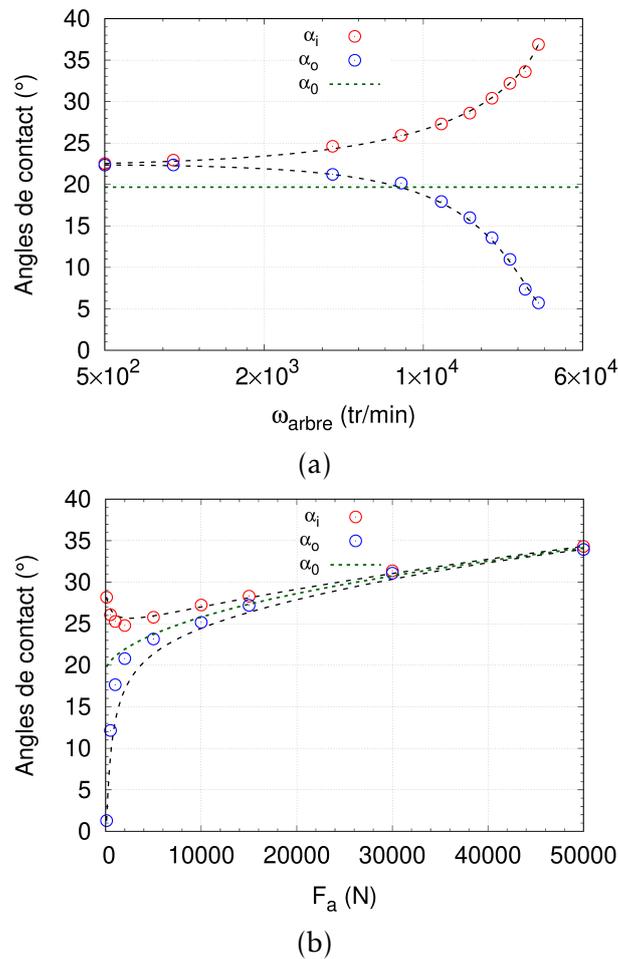


FIGURE 4.8 – Angles de contact : (a) $F_a = 3000 \text{ N}$ - (b) $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$

L'étude de sensibilité menée sur l'angle d'inclinaison β par rapport aux conditions de pilotage discutées précédemment a montré une décroissance progressive de β en fonction de la vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} (Fig. 4.9(a)). À chargement axial F_a variable, on obtient, cependant, une croissance nette suivie d'une évolution croissante et régulière de β (Fig. 4.9(b)). Une variation similaire (de l'angle d'inclinaison β) à celle donnée par le modèle discret de roulement à billes 7208 est également obtenue avec les formulations quasi-dynamiques, qu'elle soient basées sur l'hypothèse de contrôle ou de nouvelles hypothèses pour le contact bille/piste [Jones 1960, Noel 2013, Wang 2014b].

Par ailleurs, l'angle d'inclinaison β peut aussi être déterminé analytiquement *via* une expression simplifiée, proposée par Harris et Kotzalas [Harris 2006a]. Sous l'hypothèse d'un contrôle de la bague intérieure (*inner raceway control hypothesis*), en négligeant les effets de pivotement élément roulant/bague de contrôle, la solution analytique de l'angle d'inclinaison β est donnée par l'expression suivante

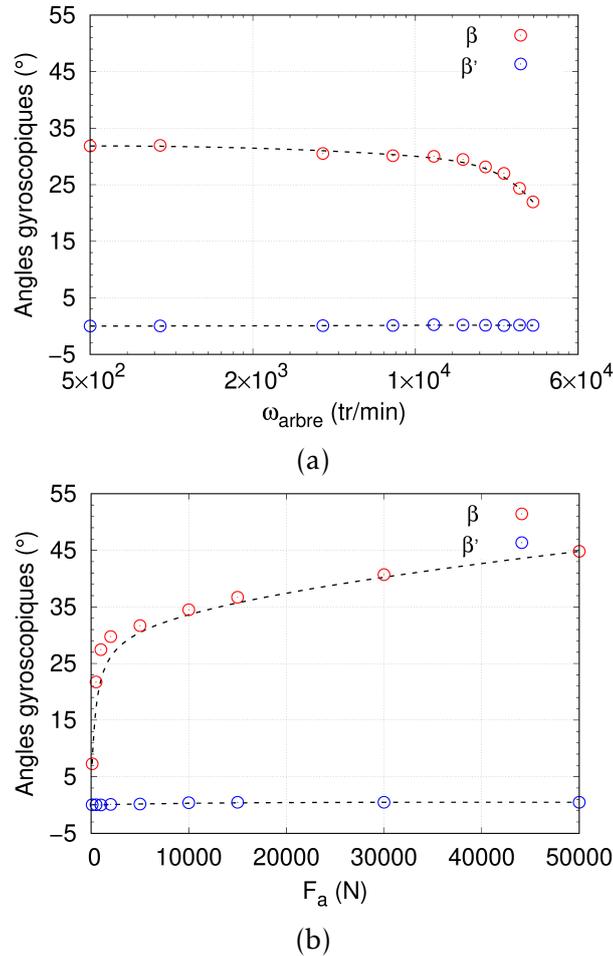


FIGURE 4.9 – Angles d’inclinaison et gyroscopique : (a) $F_a = 3000$ N - (b) $\omega_{arbre} = 10^4$ tr/min

(4.5) :

$$\tan\beta = \frac{\sin\alpha_i}{\cos\alpha_i - \frac{D_b}{d_m}} \quad (4.5)$$

Enfin, la valeur de l’angle de pivotement gyroscopique β' reste négligeable dans les deux cas, pour ω_{arbre} et F_a variables, par rapport à l’angle d’inclinaison β . À noter que les conformités des pistes de roulement intérieure et extérieure, et le paramètre de charge sont maintenus constants.

Il convient de préciser que les résultats des simulations numériques par le biais du code de calcul par éléments discrets MULTICOR3D, en termes d’angles de contact α_i , α_o , d’angle d’inclinaison β et de rapports des vitesses angulaires de pivotement et de roulement SR_i , SR_e , sont dans l’ensemble en bon accord avec les prédictions des modèles quasi-dynamiques [Harris 2006a, Noel 2013,

Wang 2014b, Wagner 2017].

4.3 Analyse du comportement dynamique

Après avoir vérifié les grandeurs cinématiques dans le cas du roulement à billes à contact oblique 7208, il s'agit maintenant d'extraire des modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208 les grandeurs dynamiques standards, à savoir la force centrifuge et le moment gyroscopique agissant sur les éléments roulants en de fonctionnement (Fig. 4.10(a-b)). Les conditions de pilotage en vitesse et chargement imposé sont toujours appliquées à la bague intérieure du roulement. Les conformités f_i et f_o , respectivement de la piste intérieure et extérieure sont égales et fixées à 0.52 ($B = 0.04$).

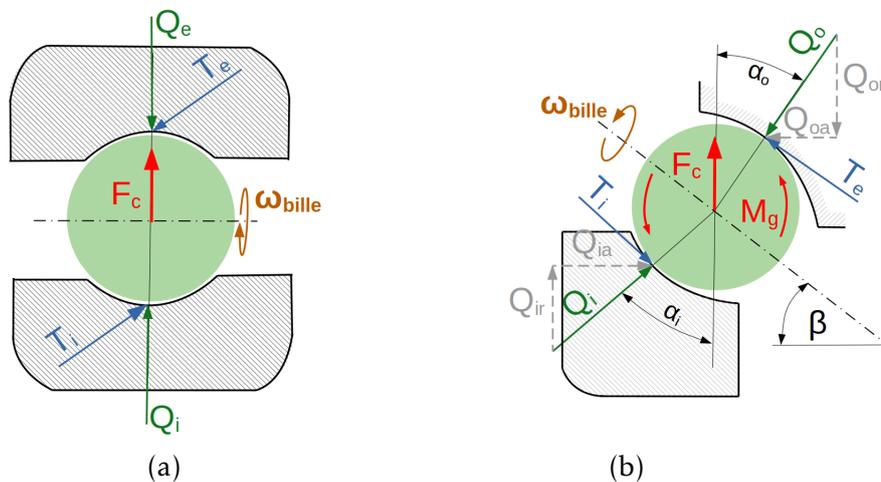


FIGURE 4.10 – Force centrifuge et moment gyroscopique : (a) roulement 6208 - (b) roulement 7208

Les interactions de contact normales et tangentielles entre les éléments roulants et les pistes de roulement intérieure et extérieure sont respectivement (Q_i, T_i) et (Q_o, T_o) . Sous les effets combinés des ces interactions de contact, les éléments roulants sont animés par des vitesses angulaires de rotation ω_{bille} par rapport à leur axe propre et $\omega_{orbitale}$ par rapport à l'axe du roulement. Les effets dynamiques qu'induisent ces rotations se traduisent au niveau des éléments roulants par une force centrifuge \vec{F}_c et un moment gyroscopique \vec{M}_g . S'agissant d'un roulement à contact radial, le modèle discret 6208 induit de très faibles effets gyroscopiques en dynamique, par conséquent, ses éléments roulants sont principalement soumis aux effets de la force centrifuge.

4.3.1 Force centrifuge

Dans un premier temps, la force centrifuge \vec{F}_c est d'abord mise en évidence sur un élément roulant du roulement à billes à contact radial 6208 avec un pilotage

en rotation en faisant varier ω_{arbre} , sous un chargement radial $F_r = 5000 \text{ N}$ imposé à la bague intérieure, et une précharge nulle ($\varepsilon = 0.5$ et $\frac{J_d}{D_b} = 0$). Dans un second temps, il s'agit de vérifier l'existence ou non d'une influence de la précharge sur les effets centrifuges dans les mêmes conditions de chargement et pour une vitesse de rotation imposée $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$. À noter que les simulations numériques sont comparées aux valeurs théoriques de la force centrifuge \vec{F}_c , dont l'expression analytique est donnée par l'équation 4.6 dans le cas d'un roulement à billes en acier [Harris 2006a] :

$$F_c = 2.26 \times 10^{-11} D_b^3 N_{orbital}^2 d_m \quad (4.6)$$

avec D_b le diamètre de la bille en mm , $N_{orbital}$ la vitesse angulaire orbitale de la bille en tr/min et d_m le diamètre moyen du roulement en mm (Fig. 3.1). La courbe de la figure 4.11(a) représentée en échelle logarithmique montre une évolution linéaire de l'intensité de la force centrifuge simulée, $F_c = Q_o - Q_i$, en fonction de la vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} . L'ajustement linéaire réalisé par rapport aux résultats numériques donne une droite de pente égale à 2. Ce résultat est en très bon accord avec l'expression analytique de la force centrifuge ($F_c \propto N_{orbital}^2$).

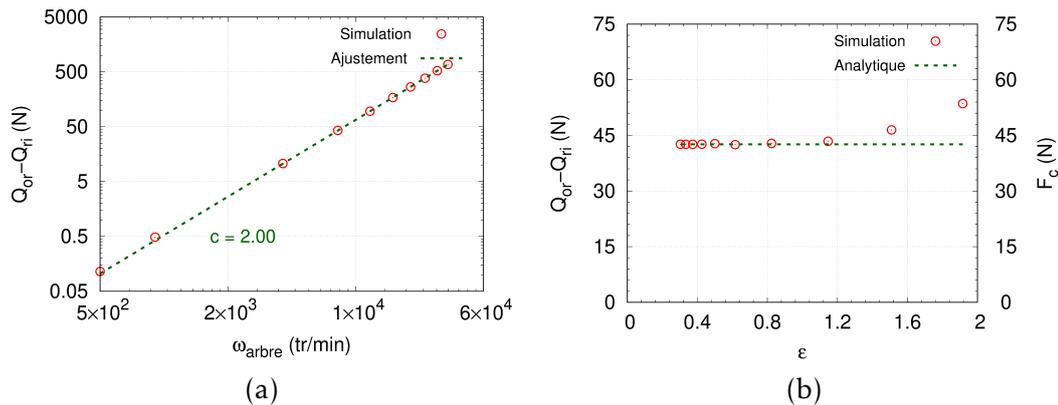


FIGURE 4.11 – (a) Force centrifuge dans le roulement 6208 sous chargement radial $F_r = 5000 \text{ N}$ et jeu nul ($\varepsilon = 0.5$) en fonction de ω_{arbre} - (b) Influence de la précharge ε sur la force centrifuge pour $F_r = 5000 \text{ N}$ et $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$

La figure 4.11(b) met en évidence une dépendance de la force centrifuge simulée à la précharge appliquée au roulement. Cette dépendance se manifeste de manière significative pour de fortes précharges, typiquement à partir d'un paramètre de charge $\varepsilon > 0.8$ ($\frac{J_d}{D_b} < -0.002$). Toutefois, cette dépendance d'un point de vue analytique ne se justifie pas, car l'expression (4.6) ne dépend pas du paramètre de charge ε : $F_c(\varepsilon) = cste$; $\forall \varepsilon$ pour un couple (F_r, ω_{arbre}) donné. En investiguant de plus près la variation de la vitesse linéaire d'un élément roulant dans deux configurations, avec et sans précharge, l'état cinématique se révèle anormalement instable en configuration fortement préchargée (Fig. 4.12). Cet état cinématique instable est à imputer principalement au niveau élevé de précharge induisant une

forte interpénétration aux contacts éléments roulants/pistes de roulement interne et externe. Ces effets observés sur la force centrifuge peuvent aussi s'expliquer d'un point de vue numérique. Une diminution du pas de temps, combinée à une adaptation du coefficient d'amortissement au niveau d'interpénétration éléments roulants/pistes de roulement, devrait atténuer ces instabilités numériques. À l'inverse, en se plaçant dans une gamme de précharge réaliste, les résultats numériques et modèle analytique sont en très bon accord (4.11(b)).

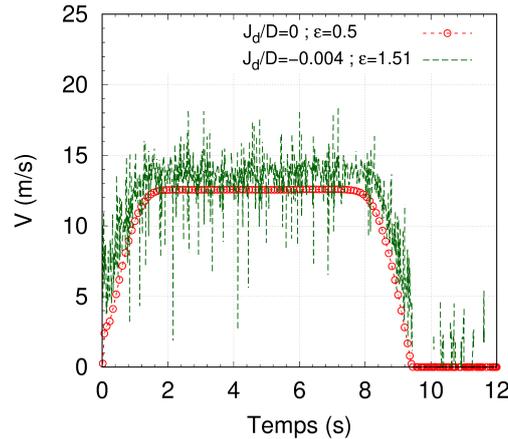


FIGURE 4.12 – Vitesse linéaire d'un élément roulant en phase de démarrage, stationnaire et d'arrêt

Après avoir simulé la force centrifuge dans le modèle de roulement 6208, il s'agit maintenant d'étudier l'influence des conditions de pilotage dans le cas du roulement à contact oblique 7208. La force centrifuge \vec{F}_c est simulée en conditions de pilotage en vitesse angulaire constante $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$ et chargement axial F_a imposé. Pour mettre en évidence une éventuelle dépendance des effets dynamiques au chargement axial, trois intensités du chargement imposé sont considérées, respectivement de 3000 N, 5000 N et 10000 N. D'un point de vue vectoriel, l'effet de la force centrifuge est déduit de la répartition de l'effort axial \vec{F}_a appliqué à la bague intérieure sur les éléments roulants (Fig. 4.10(b)). À noter que le jeu diamétral J_d ainsi que le chargement radial \vec{F}_r sont considérés nuls ($\frac{J_d}{D_b} = 0$, $F_r = 0 \text{ N}$). Les résultats des simulations numériques par éléments discrets sont confrontés à la solution analytique donnée par l'équation (4.6). Celle-ci reste également valable pour le modèle de roulement à contact oblique 7208. En faisant un bilan des forces de contact agissant sur un élément roulant, il est possible de vérifier son équilibre selon deux directions privilégiées, à savoir radiale et axiale, pour en déduire la force centrifuge (4.7).

$$\vec{Q}_i + \vec{Q}_o = \vec{0} \Rightarrow \begin{cases} Q_{ir} + F_c - Q_{or} = 0 \\ Q_{ia} - Q_{oa} = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Le tableau 4.5 synthétise les efforts de contact simulés (contact oblique élément

roulant/pistes de roulement) projetés dans la direction radiale et axiale (Fig. 4.11(b)).

F_a (N)	β (°)	α_i (°)	Q_{ir} (N)	Q_{ia} (N)	α_o (°)	Q_{or} (N)	Q_{oa} (N)
3000	19.26	15.33	870.30	230.08	14.66	912.47	230.93
5000	21.87	17.35	1246.89	389.55	16.72	1290.31	387.60
10000	26.10	20.35	2084.69	773.22	19.95	2128.35	772.55

TABLE 4.5 – Angles et efforts de contact projetés

Les résultats en termes de force centrifuge et de résultante des efforts axiaux sont donnés dans le tableau 4.6. On peut conclure que les efforts de contact simulés, permettent de déduire dans la direction radiale l'effet centrifuge agissant sur l'élément roulant au cours de son mouvement orbital par rapport à l'axe du roulement, tout en vérifiant l'équilibre des efforts dans la direction axiale ($\sum Q_a \ll F_a$). L'écart relatif maximum entre la force centrifuge simulée et celle calculée analytiquement (4.6) est de 1.21%. Pour rappel, l'intensité de la force centrifuge théorique est $F_c = 43.96$ N. Ce résultat est en parfait accord avec les courbes de la figure 4.11(b).

F_a (N)	F_c (N)	$\sum Q_a$ (N)
3000	43.43	0.84
5000	43.42	1.95
10000	43.66	0.67

TABLE 4.6 – Forces centrifuges et résultantes axiales

Compte tenu des valeurs du tableau 4.6, on peut en conclure que le chargement axial \vec{F}_a n'a pas d'effet sur la force centrifuge \vec{F}_c . Ce résultat est cohérent avec l'équation (4.6).

4.3.2 Moment gyroscopique

Le second effet dynamique présent dans le cas du roulement à billes à contact oblique 7208 est bien sûr le moment gyroscopique \vec{M}_g généré par les forces de contact tangentielles agissant sur l'élément roulant. D'un point de vue dynamique, sous l'effet combiné des forces tangentielles, le moment gyroscopique \vec{M}_g entraîne une rotation de l'élément roulant autour de son axe propre, dont le vecteur vitesse rotation $\vec{\omega}_{bille}$ est incliné d'un angle β par rapport à l'axe de l'arbre (Fig. 4.10(b)). La projection de $\vec{\omega}_{bille}$ dans le système d'axes cartésien du roulement donne trois composantes non nulles ω_{xb} , ω_{yb} et ω_{zb} , respectivement selon les axes x , y et z (4.8).

$$\vec{\omega}_{bille} = \omega_{xb} \cdot \vec{e}_x + \omega_{yb} \cdot \vec{e}_y + \omega_{zb} \cdot \vec{e}_z \quad (4.8)$$

Dans les conditions de pilotage à jeu nul ($J_d = 0$) avec un chargement axial $F_a = 5000 \text{ N}$ et une vitesse de rotation $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$, la figure 4.13 montre l'évolution en fonction du temps de la résultante du vecteur rotation $\vec{\omega}_{bille}$ et de ses composantes cinématiques ω_{xb} , ω_{yb} et ω_{zb} en phase de démarrage, régime stationnaire et phase d'arrêt. Afin de mieux distinguer la variation des composantes ω_{xb} et ω_{zb} selon x et z de la vitesse angulaire lors des phases de démarrage et d'arrêt, de la phase stationnaire, les mêmes grandeurs cinématiques de la figure 4.13 sont représentées entre les instants $t = 0 \text{ s}$ et $t = 1.5 \text{ s}$ lors de la phase de démarrage (Fig. 4.14), et $t = 8 \text{ s}$ et $t = 9.5 \text{ s}$ lors de la phase d'arrêt (Fig. 4.15).

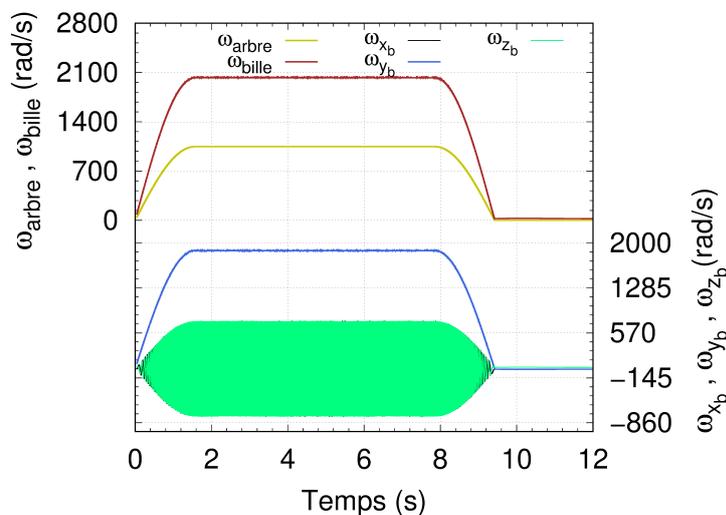


FIGURE 4.13 – Vitesses angulaires de l'arbre et d'un élément roulant au cours d'un cycle démarrage-régime stationnaire-arrêt

La réponse cinématique simulée d'un élément roulant est typique d'un roulement à contact oblique sous chargement axial \vec{F}_a , avec un pilotage en rotation de la bague intérieure (avec une vitesse angulaire ω_{arbre}). La norme du vecteur vitesse angulaire $\vec{\omega}_{bille}$ et de sa composante ω_{yb} varient de manière identique que la vitesse angulaire de pilotage ω_{arbre} (Fig. 4.13). Tandis que les composantes ω_{xb} et ω_{zb} évoluent, quant à elles, de manière sinusoidale avec une pulsation équivalente à la vitesse angulaire de pilotage ω_{arbre} , ce qui induit un effet gyroscopique dans le comportement dynamique de l'élément roulant. Les courbes de la figure 4.16 montrent à la fois la force centrifuge \vec{F}_c et le moment gyroscopique \vec{M}_g auxquels l'élément roulant est soumis au cours de son mouvement giratoire au tour de l'axe du roulement.

Dans les conditions de pilotage et de chargement indiquées à la figure 4.13, le module du moment gyroscopique obtenu numériquement en régime stationnaire est $M_g = 41.03 \text{ N.mm}$, avec un angle d'inclinaison $\beta = 21.87^\circ$. À noter que dans

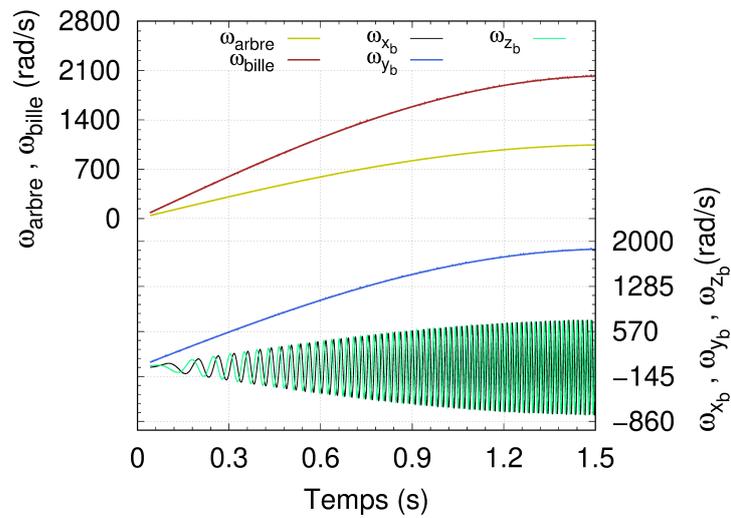


FIGURE 4.14 – Vitesses angulaires : (a) phase de démarrage - (b) phase d'arrêt

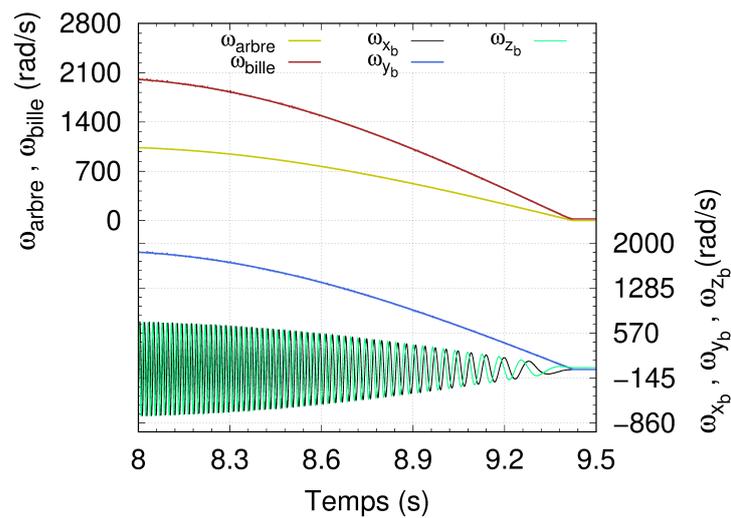


FIGURE 4.15 – Vitesses angulaires : (a) phase de démarrage - (b) phase d'arrêt

le cas présent, le chargement axial $F_a = 5000 \text{ N}$ est imposé par le biais d'une vitesse linéaire appliquée sur la bague intérieure dans la direction axiale. Par conséquent, la simulation combine à la fois les hypothèses de contrôle bagues intérieure et extérieure. Dans ce cas de figure, l'évolution de l'angle d'inclinaison β est dépendant du rapport des moments de friction s'opposant au pivotement de l'élément roulant selon les normales aux contacts (élément roulant/pistes de roulement intérieure et extérieure) [Noel 2013].

Sur la base des valeurs du tableau 4.5, avec des conditions de pilotage à jeu nul, une vitesse angulaire $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$ et un chargement axial $F_a = 5000 \text{ N}$, l'angle

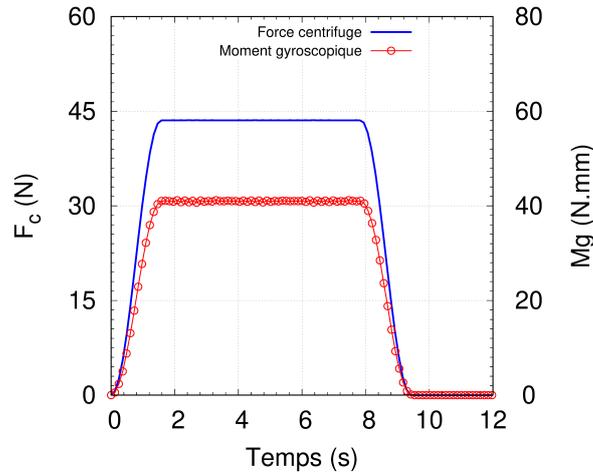


FIGURE 4.16 – Force centrifuge et moment gyroscopique agissant sur un élément roulant ($F_a = 5000 \text{ N}$, $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$, $\frac{J_d}{D} = 0$)

d'inclinaison β calculé analytiquement est de 21.77° . L'écart relatif entre la valeur simulée donnée dans le tableau 4.5 ($\beta = 21.87^\circ$) et celle calculée analytiquement est de 0.4%. Afin de comparer le moment gyroscopique simulé à une solution de référence, la formulation analytique donnée dans [Harris 2006a], dans le cas d'un roulement en acier, permet de calculer le moment gyroscopique M_g comme suit (4.9) :

$$M_g = 4.47 \times 10^{-12} D_b^5 N_{bille} N_{orbitale} \sin \beta \quad (4.9)$$

avec D_b le diamètre de la bille en mm , N_{bille} la vitesse angulaire de la bille par rapport à son axe propre en tr/min , $N_{orbitale}$ la vitesse angulaire orbitale de la bille en tr/min et β l'angle d'inclinaison du vecteur rotation en rad . Par ailleurs, le moment gyroscopique peut aussi être déterminé analytiquement à partir de la relation suivante (4.10) :

$$M_g = J \left(\frac{\omega_{bille}}{\omega_{arbre}} \right) \left(\frac{\omega_{orbital}}{\omega_{arbre}} \right) \omega_{arbre}^2 \sin \beta \quad (4.10)$$

où J est le moment d'inertie de l'élément roulant en $kg.mm^2$ (dans le cas d'un élément roulant sphérique de rayon r , $J = \frac{2}{5}mr^2$). Après calcul, la solution analytique du moment gyroscopique en régime stationnaire est $M_g = 40.98 \text{ N.mm}$, qui est sensiblement proche de la valeur simulées $M_g = 41.03 \text{ N.mm}$ (Fig. 4.16). En comparant les valeurs simulée et théorique du moment gyroscopique M_g , on obtient un écart relatif de 0.15%.

Ces résultats, à la fois en termes de moment gyroscopique M_g et d'angle d'inclinaison β , témoignent une fois de plus de la capacité du modèle discret de roulement à billes à contact oblique 7208 à prédire avec précision les effets

dynamiques en conditions de fonctionnement. Pour aller plus loin dans l'analyse des effets gyroscopiques induits par le pilotage en rotation du roulement, une série de simulations est réalisée en faisant varier, soit la vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} , soit le jeu diamétral J_d . Cette étude de sensibilité permet de mettre en lumière l'impact des conditions de pilotage du roulement sur le moment gyroscopique M_g et l'angle d'inclinaison β du vecteur rotation propre de l'élément roulant.

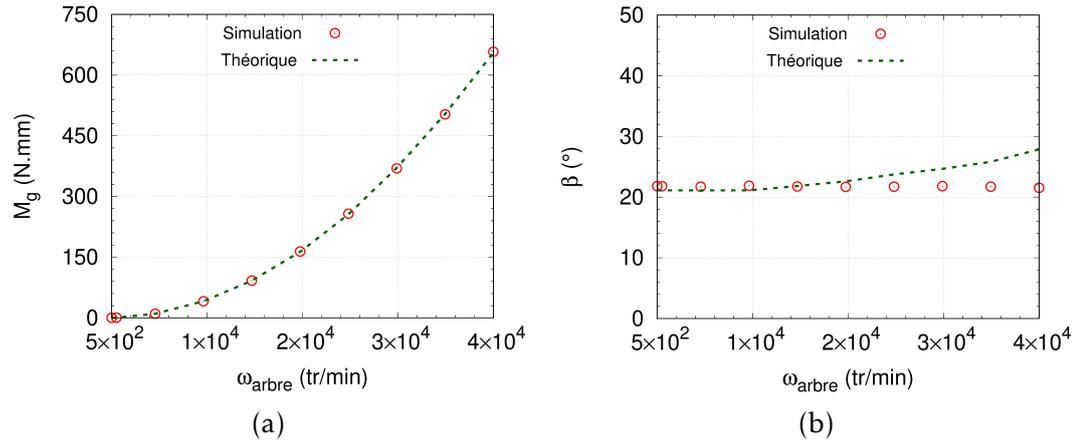


FIGURE 4.17 – (a) Moments gyroscopiques et (b) angles d'inclinaison simulés et théoriques en fonction de ω_{arbre} ($F_a = 5000$ N, $\frac{J_d}{D_b} = 0$)

La figure 4.17(a) décrit l'évolution parabolique du moment gyroscopique M_g en fonction de la vitesse angulaire imposée à la bague intérieure ω_{arbre} . On obtient ainsi une parfaite adéquation entre les moments gyroscopiques simulés et théoriques (4.9) et (4.10). À noter que le moment gyroscopique théorique est calculé à l'aide de l'angle d'inclinaison déterminé numériquement. Par ailleurs, les courbes de la figure 4.17(b) montrent une assez bonne adéquation entre les valeurs numériques et analytiques de l'angle d'inclinaison β pour des vitesses angulaires de la bague intérieure $\omega_{arbre} \leq 2 \times 10^4$ tr/min. Au-delà de cette valeur limite, on observe une nette divergence entre l'angle d'inclinaison simulé et théorique qui pourrait être liée aux effets dynamiques à grande vitesse que la simulation discrète et formulation quasi-dynamique ne reproduiraient pas de la même manière. Afin de mettre en évidence l'existence d'une corrélation entre l'angle d'inclinaison β simulé et le jeu diamétral J_d , deux autres configurations sont considérées, respectivement avec jeu diamétral négatif et positif ($J_d = \pm 25.2 \mu m$).

Outre le fait que plus le jeu J_d est faible plus l'angle d'inclinaison β est petit, les courbes de la figure 4.18(a) révèlent les mêmes écarts entre les résultats numériques et les valeurs théoriques à partir de $\omega_{arbre} > 2 \times 10^4$ tr/min pour $J_d = \pm 25.2 \mu m$. La même tendance que le cas à jeu nul ($J_d = 0$) est confirmée en raison de l'évolution de l'angle de contact α_i (Fig. 4.18(b)). En conclusion, pour des conditions de pilotage en vitesse de la bague intérieure, à la fois pour

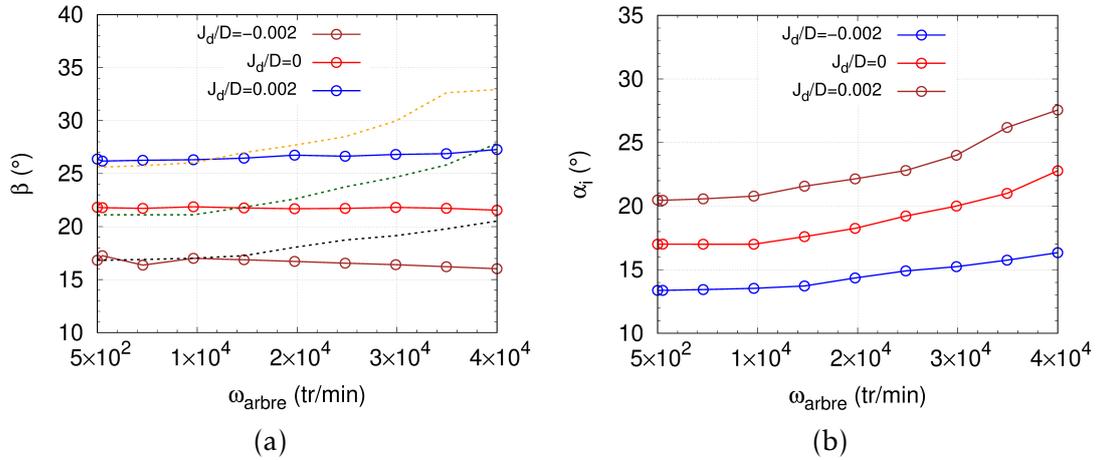


FIGURE 4.18 – (a) Angle d'inclinaison β - (b) Angle de contact intérieur bille/piste de roulement en fonction de ω_{arbre} pour différentes valeurs de $\frac{J_d}{D_b}$

l'application du chargement axial \vec{F}_a et le pilotage en rotation ω_{arbre} , l'angle d'inclinaison β simulé n'évolue pas ou très peu, et ce quel que soit le niveau de jeu J_d dans le roulement.

Après avoir vérifié que plus le jeu diamétral J_d est important plus l'angle d'inclinaison β est élevé (Fig. 4.18(a)), on peut aussi vérifier cette dépendance par rapport au moment gyroscopique M_g . Les courbes de la figure 4.19 mettent bien en lumière cette dépendance. Ce résultat est en accord avec les expressions analytiques du moment gyroscopique M_g (4.9) et (4.10).

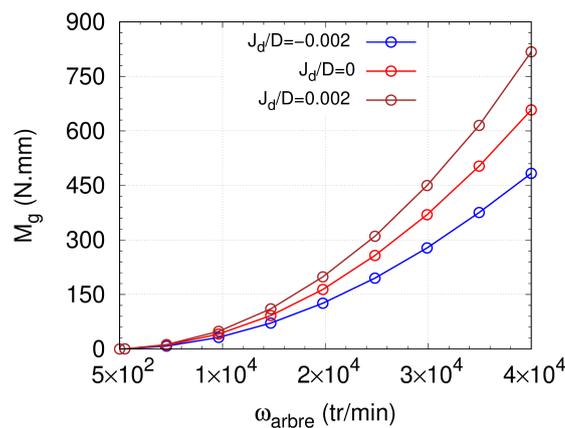


FIGURE 4.19 – Comparaison des moments gyroscopiques pour différentes valeurs du jeu diamétral

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, la réponse cinématique et le comportement dynamique des deux modèles discrets de roulements à billes, respectivement à contact radial 6208 et à contact oblique 7208, ont été simulés en conditions de chargement (radial et/ou axial), et de pilotage en vitesse angulaire. Premièrement, les simulations ont permis de valider la réponse cinématique des deux roulements à billes, en termes de grandeurs cinématiques standards, comme la vitesse angulaire des éléments roulants et les fréquences caractéristiques des composants du roulement (bille, cage, pistes de roulement). Deuxièmement, d'autres quantités cinématiques, telles que les angles de contact et rapports des vitesses de pivotement et roulement, ont pu être quantifiées et représentées graphiquement pour plusieurs conditions de pilotage. Cette étude cinématique a ainsi montré tout l'intérêt de la modélisation par éléments discrets dans la prédiction de la réponse cinématique des roulements à billes étudiés. Troisièmement, une analyse du comportement dynamique a permis d'évaluer les efforts et moments agissant sur les éléments roulants. Les grandeurs dynamiques telles que la force centrifuge et le moment gyroscopique ont été simulées et corrélées aux conditions de pilotage imposées. Cette analyse a, par ailleurs, montré certaines divergences entre les simulations discrètes et modèles analytiques, en particulier dans le cas du roulement à contact oblique 7208 (angle d'inclinaison de l'axe propre de rotation de l'élément roulant). Ces divergences peuvent être liées aux hypothèses des approches quasi-dynamiques, qui ne sont pas tout à fait similaires aux conditions de pilotage imposées au modèle discret de roulement à billes 7208.

Simulation multiphysique des roulements 6208 et 7208

Sommaire

5.1 Introduction	117
5.2 Lubrification Élasto-Hydro-Dynamique (EHD)	118
5.2.1 Caractérisation de l'épaisseur de film fluide et régimes de lubrification	120
5.2.2 Analyse paramétrique sur l'influence des conditions de pilotage et chargement sur le régime de lubrification	125
5.2.3 Analyse paramétrique sur l'influence de la géométrie sur le régime de lubrification	131
5.2.4 Analyse paramétrique sur l'influence du chargement combiné radial et axial	134
5.3 Modélisation capacitive du film fluide en régime EHD	136
5.3.1 Modèle capacitif pour le contact lubrifié en régime EHD	137
5.3.2 Circuit capacitif équivalent du roulement à billes à contact radial 6208	140
5.4 Conclusion	148

5.1 Introduction

Ce chapitre porte sur la modélisation de la lubrification dans les modèles discrets de roulements à billes 6208 et 7208 en régime Élasto-Hydro-Dynamiques (EHD). Après avoir validé leur réponse cinématique et comportement dynamique, il s'agit donc de déterminer l'épaisseur de film fluide à l'interface de contact élément roulant/piste de roulement, sous l'hypothèse d'un comportement rhéologique piezo-visco-élastique du lubrifiant. L'évolution de ce film ainsi que la transition d'un régime de lubrification à un autre dans le roulement, sont donc simulées à chaque instant, en fonction de l'état hydrodynamique de chaque élément roulant. De plus, l'implémentation dans le modèle discret de roulement à billes d'une formulation multiphysique couplant l'état mécanique à la rhéologie du lubrifiant et à sa capacité électrique apporte une originalité certaine à ce travail, puisqu'elle permet de corrélérer de manière pertinente la capacitance électrique du film fluide au régime de lubrification régnant dans le roulement.

5.2 Lubrification Élasto-Hydro-Dynamique (EHD)

Pour réduire au maximum les frottements dans les roulements, en particulier entre les éléments roulants et les pistes de roulement, l'usage d'une huile ou d'une graisse (minérale/synthèse) est quasi-systématique afin de garantir un fonctionnement optimal des équipements tournants et préserver leur durée de vie. Les roulements doivent par ailleurs être conçus et usinés avec une grande précision afin de respecter les tolérances dimensionnelles définies initialement par le fabricant. Ces tolérances assurent l'établissement d'une épaisseur de film fluide suffisante ($> 1 \mu m$) entre les éléments roulants et pistes de roulement. La présence de fluide dans le roulement se traduit par des effets hydrodynamiques qui impactent forcément le comportement de ses éléments roulants. Sous certaines hypothèses, le régime de lubrification dans le roulement en service est supposé Elasto-Hydro-Dynamique (EHD), si l'épaisseur de film fluide présent à l'interface de contact permet de conserver la nature élastique du contact élément roulant/piste de roulement. Les travaux d'Hamrock [Hamrock 1976] ont permis d'établir une formulation de l'épaisseur de film fluide pour le contact ponctuel lubrifié, qui a été par la suite adaptée au contact elliptique par Hamrock et Dowson [Hamrock 1983]. Dans le cadre de cette thèse, on a utilisé le modèle de film fluide proposé par Masjedi et Khonsari [Masjedi 2015], précédemment abordée au Chapitre 2 (voir équation 2.17), sous l'hypothèse d'un comportement rhéologique piézo-visco-élastique du film fluide. Il convient de rappeler que ces auteurs ont amendé le modèle initialement proposé par Hamrock et Dowson [Hamrock 1983]. Cette nouvelle formulation permet l'identification de l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} en tenant compte de la rugosité et de l'ellipticité du contact élément roulant/piste de roulement (intérieure/extérieure). À noter que dans le cadre des roulements à billes, le contact elliptique est qualifié de non conforme.

Par ailleurs, l'identification du régime de lubrification est associée au paramètre sans dimension Λ_f proposé par Tallian [Tallian 1967]. Appelé paramètre fluide, ce dernier est communément utilisé pour qualifier la nature du régime de lubrification. Le paramètre fluide Λ_f est déduit de l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} comme suit (5.1) :

$$\Lambda_f = \frac{h_{min}(Q_\psi, \omega_{arbre})}{\sqrt{Ra_b^2 + Ra_p^2}} \quad (5.1)$$

avec Q_ψ et ω_{arbre} les paramètres de chargement et cinématique appliqués au roulement, Ra_b et Ra_p les rugosités moyennes des surfaces, respectivement de l'élément roulant (bille) et de la piste de roulement (intérieure/extérieure). À noter que la rugosité Ra_b est souvent négligée devant Ra_p , puisque les éléments roulants subissent une superfinition ($Ra_b \ll Ra_p$). La forme simplifiée de l'expression (5.1) pour une rugosité de piste Ra_p de l'ordre de 3×10^{-7} est donnée par (5.2) :

$$\Lambda_f = \frac{h_{min}(Q_\psi, \omega)}{1.25 \times Ra_p} = \frac{h_{min}(Q_\psi, \omega)}{3.75 \times 10^{-7}} \quad (5.2)$$

Sur la base des travaux de Stribeck [Stribeck 1907], il existe une corrélation entre le coefficient de frottement μ et le paramètre fluide Λ_f au niveau du contact. Schématiquement, la courbe de Stribeck met en évidence trois types de régimes de lubrification, respectivement limite, mixte et hydrodynamique (Fig. 5.1(a)).

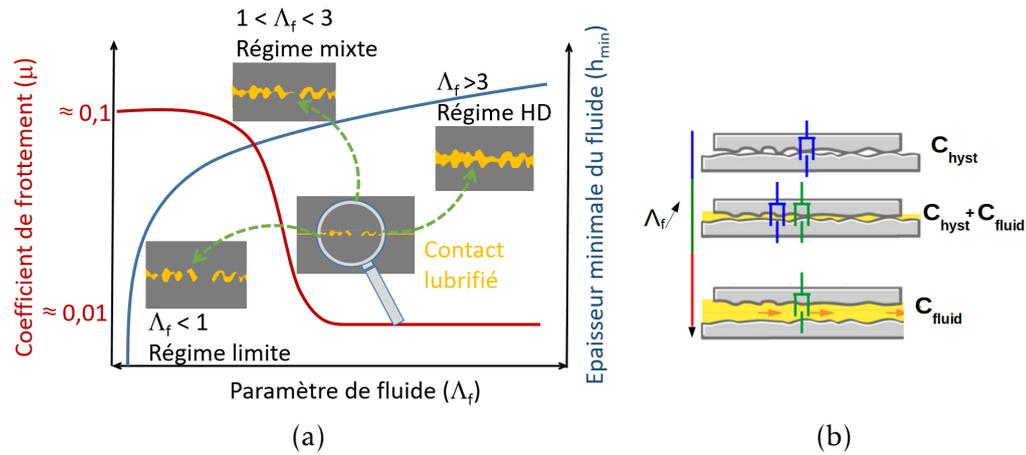


FIGURE 5.1 – (a) Représentation schématique de la courbe de Stribeck : corrélation entre coefficient de frottement, épaisseur de film fluide et paramètre fluide sans dimension (paramètre de Tallian) - (b) Types d’amortissements au contact en fonction du paramètre fluide

Sur le plan de la modélisation discrète la transition entre les régimes de lubrification a une incidence sur la nature de l’amortissement au niveau du contact élément roulant/piste de roulement [Guessasma 2018]. Ce couplage entre régime de lubrification et coefficient d’amortissement C_n abordé au Chapitre 3 (voir équation (2.16)) est synthétisé ici dans le tableau 5.1.

$C_n(\Lambda_f)$	C_{hyst}	$C_{hyst} + C_{fluide}$	C_{fluide}
h_{min}	$< Ra_p$	$\sim Ra_p$	$\gg Ra_p$
Λ_f	< 1	$\in]1, 3]$	$\in]3, 5]$
$\mu(\Lambda_f)$	élevé	modéré	faible

TABLE 5.1 – Caractéristiques du contact élément roulant/piste de roulement en fonction du régime de lubrification

Chaque contact élément roulant/piste de roulement du modèle de roulement discret est sondé de manière continue afin d’adapter l’amortissement au régime de lubrification. De par sa nature, la modélisation discrète apporte indéniablement une richesse à la description du comportement hydrodynamique du roulement en traitant individuellement chaque contact (Fig. 5.1(b)).

5.2.1 Caractérisation de l'épaisseur de film fluide et régimes de lubrification

Dans un premier temps, le modèle de lubrifiant EHD est implémenté dans le modèle discret de roulement à contact radial 6208 afin de suivre l'évolution de l'épaisseur de film fluide aux contacts élément roulant/piste de roulement intérieure h_{min}^i et élément roulant/piste de roulement extérieure h_{min}^o . Une huile synthétique PO4 (Polyalphaolefin) est choisie, de densité à pression atmosphérique $\rho_0 = 0.819$ et de viscosité dynamique $\eta = 0.038 Pa.s$. Le roulement est animé en rotation par le biais d'une vitesse angulaire imposée à sa bague intérieure $\omega_{arbre} = 10^4 tr/min$. Le pilotage s'effectue selon trois phases, respectivement de démarrage, stationnaire et d'arrêt (Fig. 5.2).

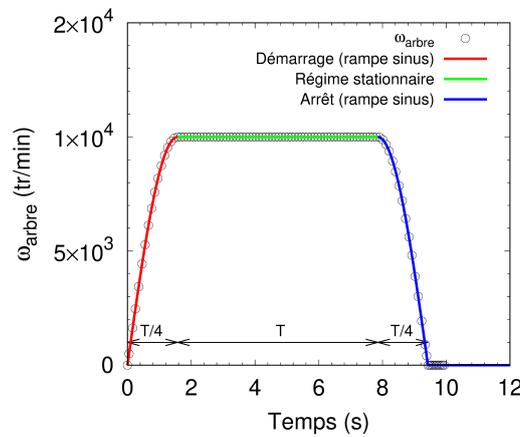


FIGURE 5.2 – Pilotage de la bague intérieure en vitesse

Les phases de démarrage et d'arrêt décrivent respectivement une rampe sinusoïdale sur une durée équivalente à un quart de période, $t = \frac{T}{4}$. La bague intérieure du roulement supporte un chargement radial $F_r = 5000 N$. Les conformités des pistes intérieure et extérieure $f_{i,o}$ sont identiques et égales à 0.52. À noter que le roulement est en configuration non pré-chargée avec un paramètre de charge $\varepsilon = 0.5$ (jeu nul $J_d = 0$). À jeu nul, la zone chargée du roulement, celle qui supporte le chargement radial F_r , est comprise dans l'intervalle $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$. Les courbes de la figure 5.3 décrivent l'évolution de l'épaisseur minimale du film fluide h_{min}^i au niveau du contact élément roulant/piste intérieure.

La figure 5.3(a) permet de suivre la croissance de l'épaisseur de film fluide depuis l'instant initial à $t = 0 s$ jusqu'à l'établissement du régime stationnaire à $t = 1.57 s$. La courbe de la figure 5.3(b) correspond à l'état stationnaire avec un profil de film fluide inchangé dans l'intervalle de temps $[1.57 s, 7.85 s]$. Enfin, la figure 5.3(c) décrit la décroissance de h_{min}^i lors de la phase de décélération jusqu'à l'arrêt complet de la bague intérieure à $t = 9.42 s$. Pour les trois phases, l'épaisseur minimale du film fluide h_{min}^i est délimitée dans l'intervalle $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$. Ces deux

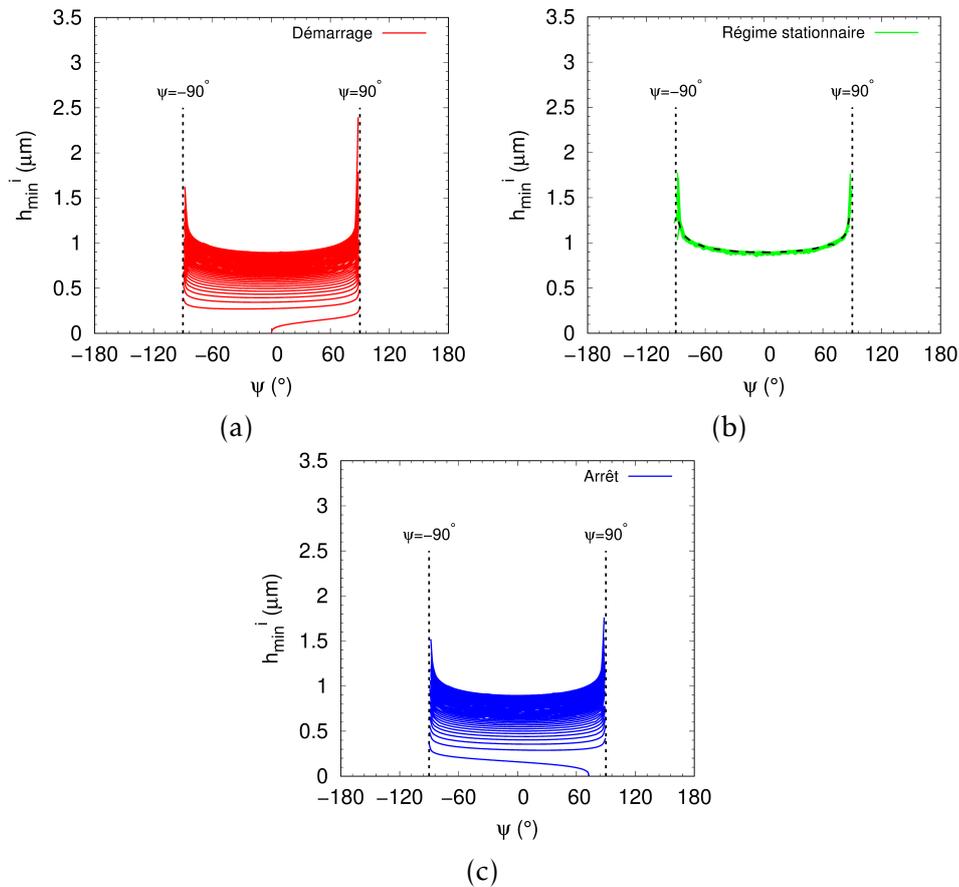


FIGURE 5.3 – Évolution de h_{min}^i au contact élément roulant/piste intérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)

bornes se justifient par la valeur du paramètre de charge ($\varepsilon = 0.5$) prise en compte. Au-delà de ces deux limites (inférieure/supérieure), l'élément roulant n'est plus en contact avec la piste intérieure du roulement. Cette perte de contact ne permet donc plus de suivre l'évolution du film fluide.

Les courbes de la figure 5.4 sont déduites de celles de l'épaisseur minimale du film fluide h_{min}^i (Fig. 5.3). Celles-ci renseignent sur le paramètre fluide Λ_f^i au niveau du contact élément roulant/piste intérieure. D'après la courbe de Stribeck (Fig. 5.1(a)), le paramètre adimensionnel Λ_f^i traduit l'état de la lubrification dans le roulement. Grâce au modèle discret de roulement à billes à contact radial 6208, l'évolution du régime de lubrification est suivie de manière continue, *via* le paramètre Λ_f^i , lors des phases de démarrage (Fig. 5.4(a)), stationnaire (Fig. 5.4(b)) et d'arrêt (Fig. 5.4(c)).

De manière similaire à l'analyse réalisée sur la lubrification du contact élément roulant/piste intérieure, on s'est aussi intéressé à l'évolution de l'épaisseur de

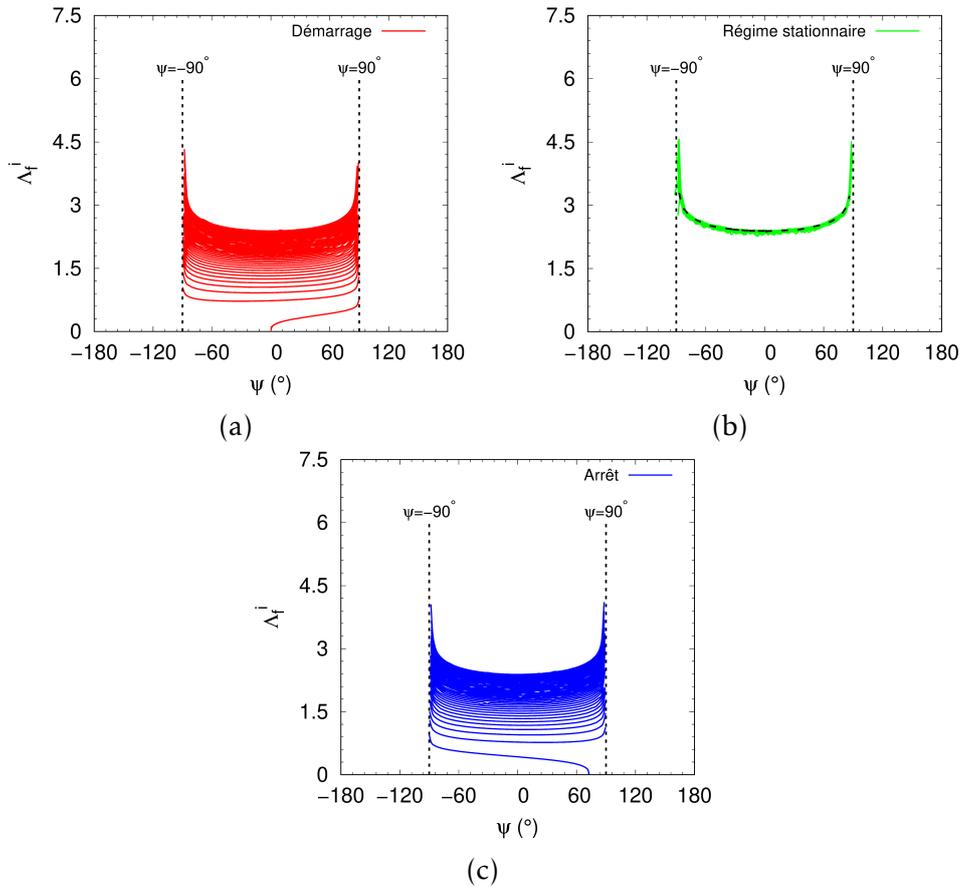


FIGURE 5.4 – Évolution de Λ_f^i au contact élément roulant/piste intérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)

film fluide h_{min}^o au niveau du contact élément roulant/piste extérieure au cours des phases de démarrage, stationnaire et d'arrêt (Fig. 5.5). La première remarque à faire par rapport au précédent cas porte d'abord sur la persistance du contact entre l'élément roulant et la piste de roulement extérieure en dehors de la zone chargée. À la différence de la bague intérieure, le contact sur une révolution entre l'élément roulant et la piste de roulement extérieure est conservé en raison des effets centrifuges (voir Chapitre 4). La deuxième remarque concerne, cependant, les fluctuations de l'épaisseur de film fluide h_{min}^o à l'extérieur de la zone chargée $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$ pour les trois phases, de démarrage (Fig. 5.5(a)), stationnaire (Fig. 5.5(b)) et d'arrêt (Fig. 5.5(c)). Ces fluctuations sont dues aux effets dynamiques et de dissipation fluide agissant tous les deux sur l'élément roulant, qui sont principalement liés à la force centrifuge et l'amortissement visqueux dû au fluide. La force centrifuge assure quant à elle le maintien du contact entre l'élément roulant et la piste de roulement extérieure avec une plus faible intensité par rapport à la zone chargée.

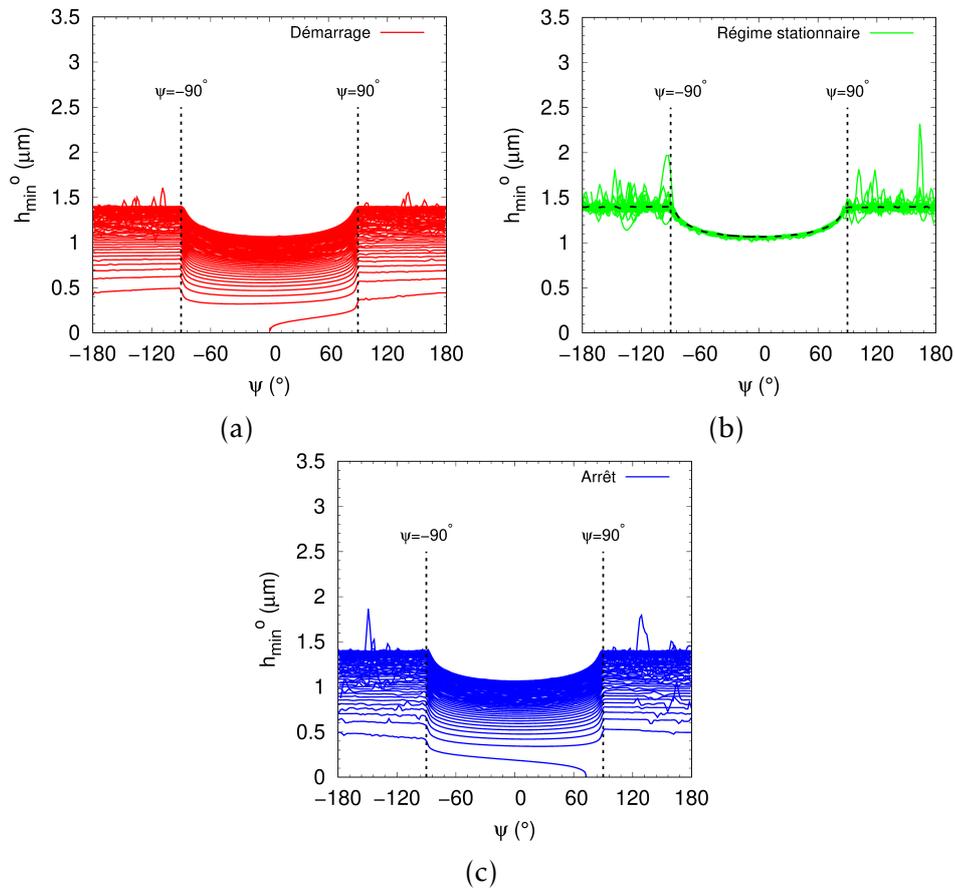


FIGURE 5.5 – Évolution de h_{min}^o au contact élément roulant/piste extérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)

Les courbes de la figure 5.6 sont également obtenues à partir de l'épaisseur de film fluide h_{min}^o . Le paramètre fluide Λ_f^o permet un suivi instantané du régime de lubrification dans le roulement lors du démarrage (Fig. 5.6(a)), de la phase stationnaire (Fig. 5.6(b)) et d'arrêt (Fig. 5.6(c)). Les mêmes effets enregistrés avec le film fluide h_{min}^o en dehors de la zone chargée, sont aussi décrits au travers du paramètre fluide Λ_f^o . En s'intéressant de plus près à l'état stationnaire (Fig. 5.4(b)) dans le cas du contact élément roulant/piste de roulement intérieure avec les conditions de pilotage indiquées précédemment, on distingue nettement deux régimes de lubrification dans la zone chargée du roulement dans l'intervalle $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$.

Comme l'illustre bien la figure 5.7(a), au niveau du contact élément roulant/piste intérieure, le régime de lubrification mixte ($\Lambda_f^i < 3$) est dominant par rapport au régime HD (Hydro-Dynamique, $\Lambda_f^i > 3$). À l'inverse, dans le cas du contact élément roulant/piste de roulement extérieure (Fig. 5.7(b)), le régime de lubrification mixte cède la place au régime HD quand l'élément roulant s'écarte

suffisamment de la position à $\psi = 0^\circ$ (Fig. 5.6(b)).

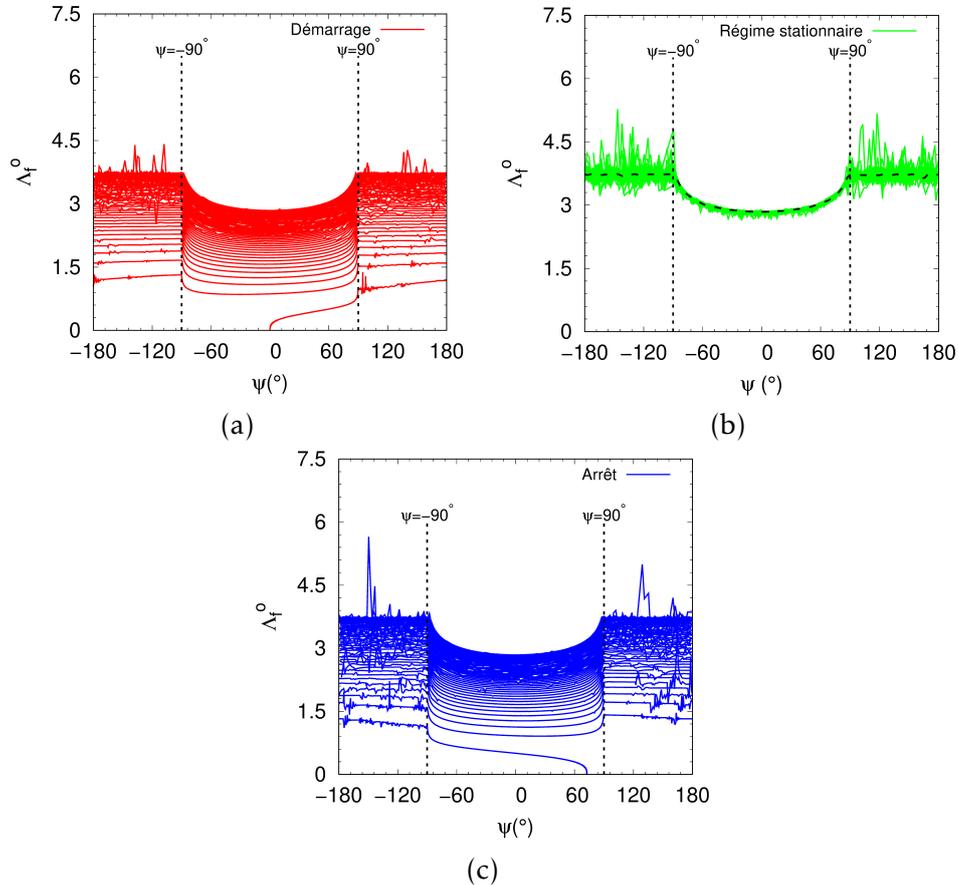


FIGURE 5.6 – Évolution de Λ_f^o au contact élément roulant/piste extérieure lors des phases de démarrage (a), stationnaire (b) et d'arrêt (c)

Cette différence de régimes de lubrification entre les deux contacts se justifie par la différence de pression de contact entre les contacts élément roulant/piste intérieure (2.59 *GPa*) et élément roulant/piste extérieure (2.14 *GPa*) (voir Chapitre 3). En raison d'une plus grande pression de contact au niveau du contact élément roulant/piste de roulement intérieure, l'épaisseur minimale du film fluide passe en-dessous de la valeur seuil délimitant le régime mixte du régime HD (hydrodynamique). Cette différence de régimes de lubrification au niveau des contacts élément roulant/piste intérieure et élément roulant/piste extérieur (Fig. 5.8(a)) se manifeste également au travers de la variation du coefficient d'amortissement normal $C_n(\Lambda_f)$ dans la zone chargée du roulement (Fig. 5.8(b)). Le régime de lubrification mixte induit un niveau d'amortissement plus élevé, associant à la fois un amortissement hystérétique et fluide (Tab. 5.1).

En conclusion, ces simulations numériques, réalisées en conditions de chargement

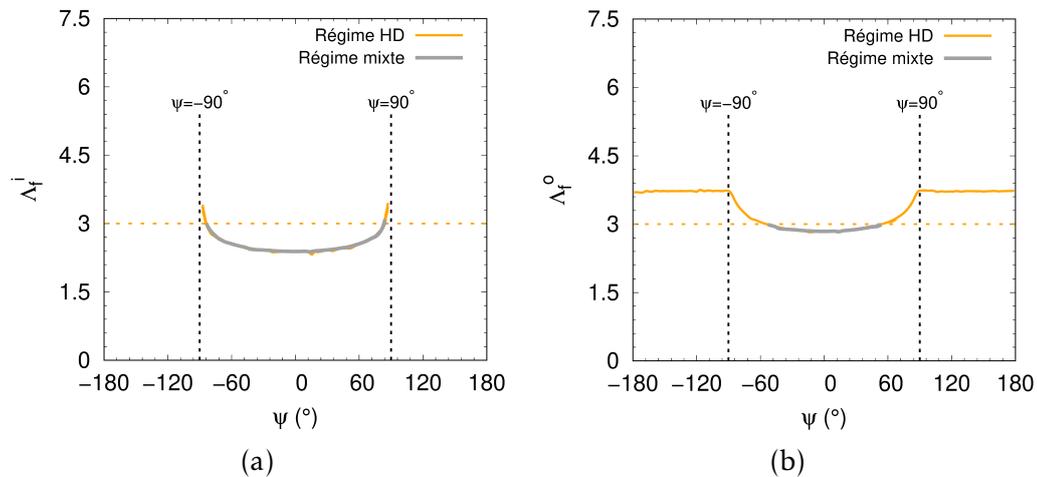


FIGURE 5.7 – Régimes de lubrification dans le roulement : (a) mixte et HD (contact intérieur) - (b) HD (contact extérieur)

radial et pilotage en vitesse angulaire, montrent clairement l'apport du modèle discret de roulement à billes 6208 dans l'identification du régime de lubrification à partir de la prédiction de l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} au contact élément roulant/piste intérieure (extérieure).

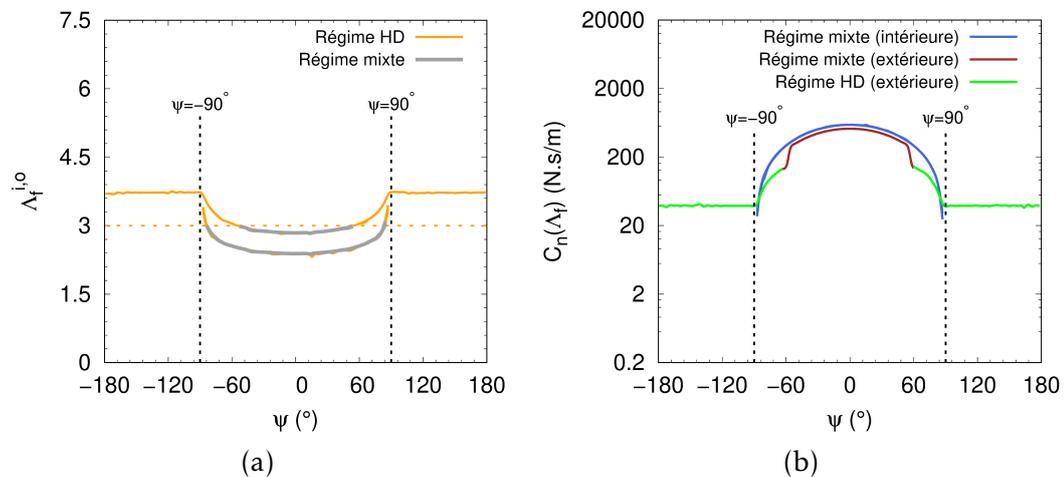


FIGURE 5.8 – Corrélation entre régimes de lubrification (a) et coefficient d'amortissement normal (b)

5.2.2 Analyse paramétrique sur l'influence des conditions de pilotage et chargement sur le régime de lubrification

La première analyse paramétrique consiste à identifier le paramètre de pilotage qui a le plus d'effet sur l'épaisseur de film fluide $h_{min}^{i,o}$ ainsi que la transition d'un régime de lubrification à un autre *via* le paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$. Il s'agit

donc de déterminer qui des deux principaux paramètres de pilotage imposés au roulement, à savoir la vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} et le chargement radial F_r appliqué à la bague intérieure, a le plus d'influence sur le régime de lubrification.

Dans un premier temps, la vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} est considérée comme paramètre variable, pour étudier l'évolution de l'épaisseur minimale de film fluide et du régime de lubrification dans l'intervalle $[500, 20000]$ *tours/min*. Les autres paramètres sont maintenus inchangés, un chargement radial F_r de 5000 N, des conformités de pistes $f_{i,o}$ (intérieure et extérieure) identiques et égales à 0.52, et un jeu diamétral J_d nul ($\varepsilon = 0.5$). Les courbes de la figures 5.9 montrent l'évolution de l'épaisseur de film fluide $h_{min}^{i,o}$ (dans la zone chargée du roulement) pour différentes vitesses angulaires ω_{arbre} choisies dans l'intervalle $[500, 20000]$ *tours/min*. Pour chaque vitesse angulaire l'information sur l'état de la lubrification du roulement est obtenue aux contacts élément roulant/piste intérieure (Fig. 5.9(a)) et élément roulant/piste extérieure (Fig. 5.9(b)). À l'évidence, une nette sensibilité de $h_{min}^{i,o}$ à la vitesse de pilotage de l'arbre ω_{arbre} , qui se traduit par une augmentation notable de l'épaisseur de film fluide au fur et à mesure que le paramètre vitesse \tilde{U}_r du modèle EHD croît (voir Chapitre 2).

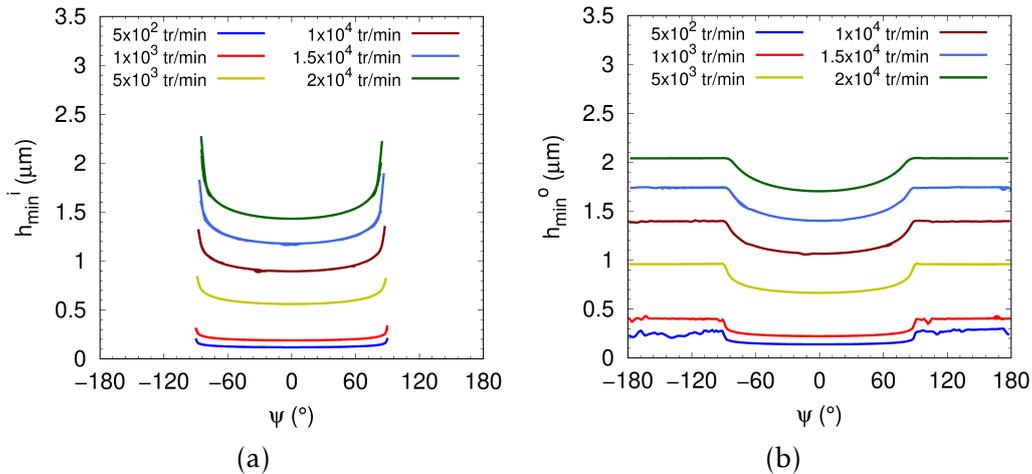


FIGURE 5.9 – Épaisseur minimale de film fluide fonction de ω_{arbre} : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure

Après déduction du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$, sans surprise, les courbes de la figure 5.10 conservent la même allure et tendance que celles obtenus pour l'épaisseur minimale de film fluide $h_{min}^{i,o}(\omega_{arbre})$. L'évolution du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$, dans la zone chargée du roulement, permet ainsi de mettre en évidence l'existence d'une forte corrélation entre le régime de lubrification et la vitesse de rotation de l'arbre. L'information supplémentaire que fournit ces courbes, réside dans la perte de synchronisation entre les régimes de lubrification au niveau des contacts élément roulant/piste intérieure (Fig. 5.10(a)) et élément roulant/piste extérieure (Fig. 5.10(b)).

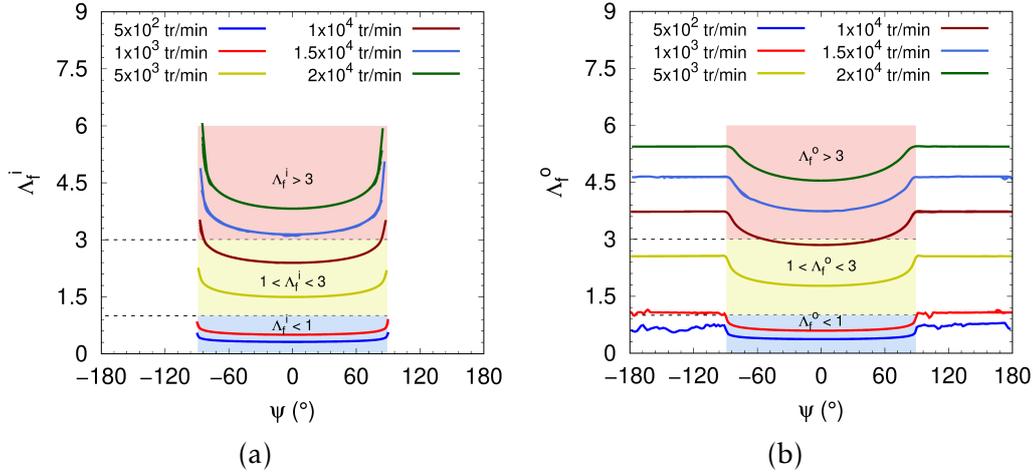


FIGURE 5.10 – Paramètre fluide fonction de ω_{arbre} : (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure

Comme il a été précédemment souligné, en raison d'une plus faible pression de contact au niveau de la piste extérieure, on a une transition plus rapide d'un régime de lubrification à un autre dans le cas du contact élément/piste de roulement extérieure (Fig. 5.10(b)). Dans la fourchette des vitesses angulaires prise en compte [500 – 20000] *tours/min*, les deux pistes de roulement évoluent constamment dans un régime de lubrification limite ($\Lambda_f < 1$) à de faibles vitesses angulaires ($\omega_{arbre} \leq 1000$ *tr/min*). Quand la vitesse angulaire $\omega_{arbre} > 5000$ *tr/min*, le régime de lubrification devient mixte ($1 < \Lambda_f < 3$), puis atteint l'état HD ($\Lambda_f > 3$) au-delà de 10^4 *tr/min* (Fig. 5.1(a)).

Pour s'assurer de la validité des résultats numériques, du point de vue de la formulation EHD implémentée dans le modèle de roulement par éléments discrets, la variation du paramètre fluide Λ_f , calculé au point d'application de la charge radiale maximale Q_{max} ($\psi = 0^\circ$), en fonction de ω_{arbre} est censée suivre une évolution en loi de puissance de type $\Lambda_f^{i,o} = b \times (\omega_{arbre})^a$. En échelle logarithmique, on doit donc obtenir une fonction affine de pente l'exposant a . À noter que l'expression analytique de l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} (2.17) dépend respectivement de la vitesse de l'arbre, de la charge appliquée au roulement et des propriétés élastiques des éléments roulants et bagues du roulement. L'exposant du terme vitesse, dont l'expression est rappelée ici, dépend de l'ellipticité κ au contact : $0.711 \times \kappa^{-0.023}$, avec $\kappa \approx \bar{\kappa} = \alpha^{\frac{2}{\pi}}$. On rappelle ici que $\alpha = \frac{R_y}{R_x}$ est le rapport des rayons de courbure dans le sens de roulement (R_x) et transverse (R_y) (voir Chapitre 2).

Dans la configuration géométrique du modèle discret de roulement à billes 6208, les résultats de l'ajustement logarithmique effectué à partir du paramètre fluide

simulé pour les deux pistes de roulement sont présentés au tableau 5.2. Dans le cas de la piste extérieure, le paramètre de charge Λ_f^o évolue bien selon une droite croissante de pente $a = 0.6781$ (Fig. 5.11). La valeur de la pente est en parfait accord avec l'exposant du terme vitesse (Tab. 5.2).

Piste	$f_{i,o}$	$\bar{\kappa}$	$0.711 \times \kappa^{-0.023}$	a
Intérieure	0.52	9.2309	0.6755	0.6784
Extérieure	0.52	7.0562	0.6797	0.6781

TABLE 5.2 – Ajustement logarithmique de la fonction en loi de puissance $\Lambda_f(\omega_{arbre})$

À la lecture de ces résultats, le régime de lubrification au niveau du contact élément roulant/piste de roulement évolue conformément à la formulation EHD implémentée dans le modèle discret de roulement à billes à contact radial 6208. La figure 5.11 montre bien une évolution linéaire et croissante du paramètre fluide en fonction de la vitesse angulaire. La représentation logarithmique offre une lecture aisée de la transition ayant lieu entre régimes de lubrification aux contacts élément roulant/piste intérieure et élément roulant/piste extérieure.

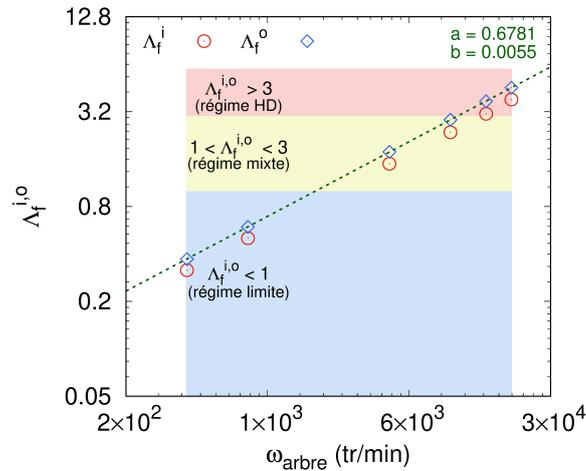


FIGURE 5.11 – Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et la vitesse angulaire de l'arbre

Dans un second temps, la variation du chargement radial F_r se substitue à celle de la vitesse angulaire ω_{arbre} . Le modèle de roulement par éléments discrets est soumis successivement à un chargement radial F_r variant dans l'intervalle $[5, 30]$ kN, afin de vérifier son influence sur le régime de lubrification. La vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} est fixée à 10^4 tr/min, les conformités des pistes (intérieure et extérieure) restent inchangées ($f_{i,o} = 0.52$), ainsi que le jeu diamétral J_d ($\varepsilon = 0.5$).

Les courbes de la figure 5.12 révèlent une faible sensibilité de l'épaisseur minimale de film fluide $h_{min}^{i,o}$ au chargement radial appliqué à la bague intérieure du roulement. En multipliant le chargement radial F_r d'un facteur 6 dans l'intervalle [5, 30] kN, on enregistre une diminution (*i.e.* un écrasement) de 11.35% et 11.77% respectivement pour les épaisseurs de film fluide h_{min}^i et h_{min}^o . Le paramètre fluide Λ_f présente également la même allure et variation que l'épaisseur minimal du film fluide (Fig. 5.13). Cette faible variation des indicateurs fluides au niveau des pistes se traduit par une stabilité du régime de lubrification dans le roulement. Le contact élément roulant/piste intérieure n'évolue pratiquement qu'en régime de lubrification mixte, à l'exception des abords de la zone chargée (Fig. 5.13(a)). Pour le contact élément roulant/piste extérieure, on a également un état stable où cohabitent à la fois le régime de lubrification mixte et HD (Fig. 5.13(b)).

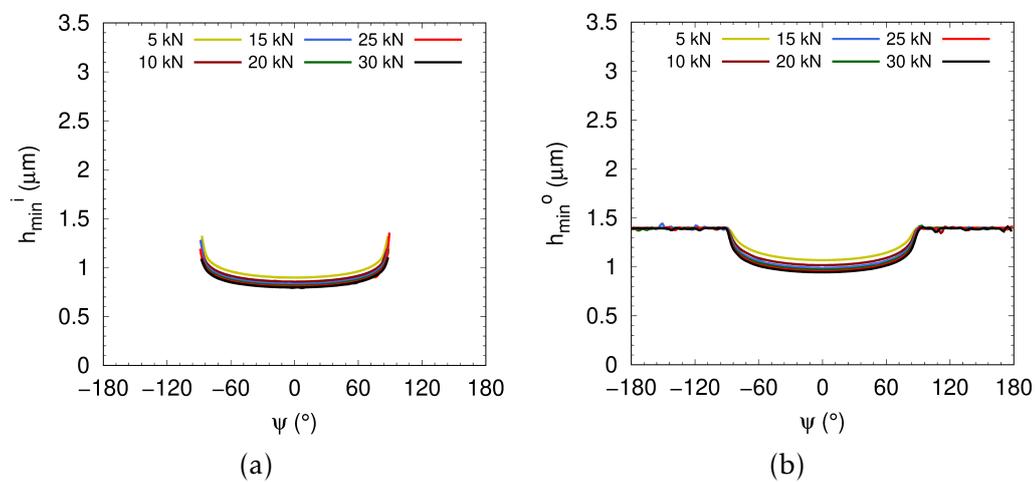


FIGURE 5.12 – Épaisseur minimale de film fluide fonction de F_r : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure

Pour vérifier la validité des simulations numériques par rapport au modèle EHD, les valeurs simulées du paramètre fluide sont à nouveau représentées en échelle logarithmique. Il s'agit cette fois-ci de déduire à partir de l'ajustement linéaire l'exposant du terme chargement \bar{W} de la formulation analytique de h_{min} . On rappelle ici l'expression de l'exposant en fonction de l'ellipticité du terme chargement : $-0.09 \times \kappa^{-0.15}$ (voir Chapitre 2).

Piste	$f_{i,o}$	$\bar{\kappa}$	$-0.09 \times \kappa^{-0.15}$	a
Intérieure	0.52	9.2309	-0.0644	-0.0616
Extérieure	0.52	7.0562	-0.0671	-0.0672

TABLE 5.3 – Ajustement logarithmique de la fonction $\Lambda_f(F_r)$

Le tableau 5.3 regroupe les paramètres de conformité et d'ellipticité du roulement, ainsi que les valeurs de l'exposant a de la fonction (en loi de puissance)

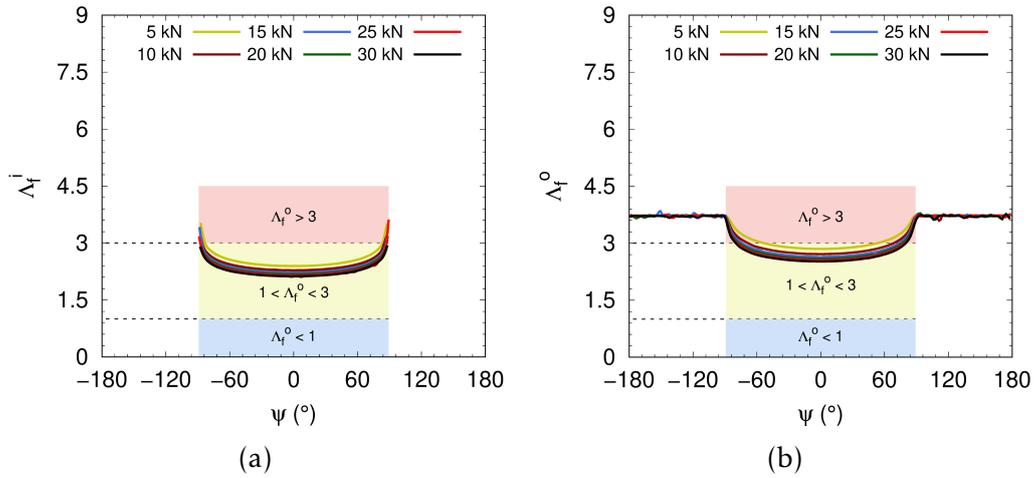


FIGURE 5.13 – Paramètre fluide fonction de F_r : (a) h_{min}^i élément roulant/piste intérieure, (b) h_{min}^o élément roulant/piste extérieure

$\Lambda_f = b \times (F_r)^a$ obtenus au moyen d'un ajustement logarithmique. À titre d'exemple, le paramètre de charge Λ_f^o suit une droite décroissante de pente $a = -0.0672$ (Fig. 5.14). La valeur de la pente (exposant a) déduite de l'ajustement est en bonne adéquation avec l'exposant du terme chargement \widetilde{W} (Tab. 5.3).

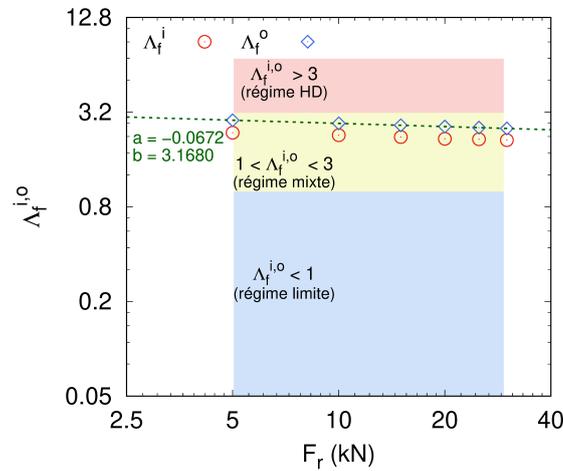


FIGURE 5.14 – Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et le chargement radial

La figure 5.14 décrit la très faible décroissance du paramètre fluide Λ_f en fonction du chargement radial F_r aux contacts éléments roulants/pistes intérieure et extérieure. Pour la gamme de chargements F_r étudiée, on a clairement une stabilisation du régime de lubrification (régime mixte) dans le roulement. La conclusion majeure que l'on peut tirer à partir de ces deux analyses, est la

prépondérance du paramètre de pilotage cinématique ω_{arbre} sur le chargement radial F_r , quant à l'évolution du régime de lubrification dans le roulement.

5.2.3 Analyse paramétrique sur l'influence de la géométrie sur le régime de lubrification

Dans la deuxième étude paramétrique, il est question cette fois-ci de mettre en évidence l'influence de deux paramètres géométriques, d'une part, le jeu diamétrale J_d en variant le diamètre de la bague extérieure du roulement, et d'autre part, la conformité des pistes de roulement *via* l'ellipticité de contact $\bar{\kappa}$. Au travers de cette étude de sensibilité, il s'agit là aussi de vérifier jusqu'à quel degré la géométrie du roulement pourrait impacter l'état hydrodynamique du roulement en fonctionnement. Il convient, par ailleurs, de préciser que les conditions de pilotage restent inchangées durant l'analyse paramétrique : une vitesse angulaire de l'arbre ω_{arbre} fixée à 10^4 *tr/min* et un chargement radial F_r imposé à la bague intérieure de 5000 N.

Dans un souci d'alléger le texte pour le lecteur et d'éviter le caractère répétitif dans la manière d'étudier l'état hydrodynamique du roulement, on a fait le choix de ne présenter que les résultats du paramètre fluide Λ_f , puisque ce dernier suit exactement la même allure que l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} . De plus, $\Lambda_f^{i,o}$ constitue en même temps un bon indicateur permettant de conclure sur l'évolution de l'état de la lubrification dans le roulement.

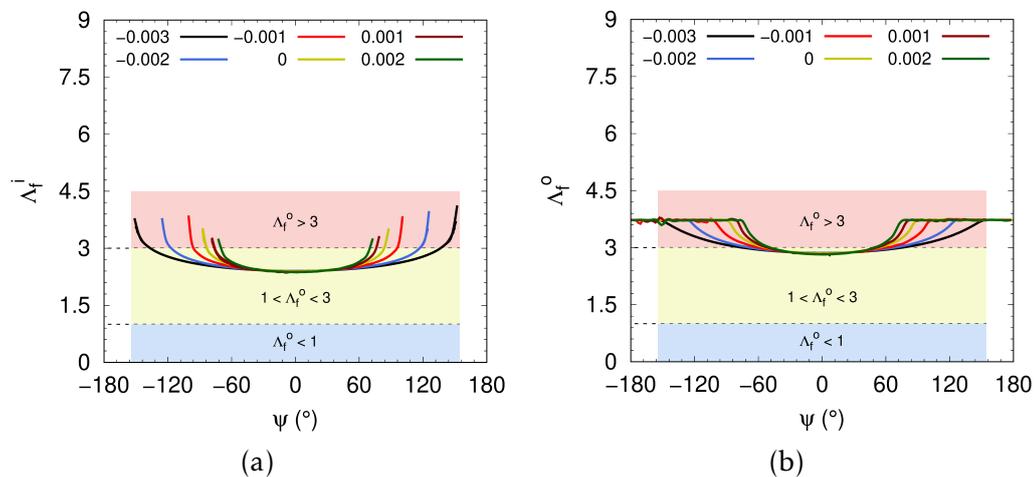


FIGURE 5.15 – Paramètre fluide fonction de $\frac{J_d}{D_b}$: (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure

La première phase de cette étude porte sur l'influence du jeu diamétral adimensionné $\frac{J_d}{D_b}$ variant dans l'intervalle $[-0.0025, 0.002]$. Rappelons que le terme dénominateur D_b est le diamètre de la bille (élément roulant). Comme attendu, la variation du paramètre fluide est à l'image de la distribution des

efforts dans le roulement (Fig. 5.15(a-b)). En présence de précharge ou de jeu négatif ($\frac{J_d}{D_b} < 0$), on a un écrasement du film fluide sur un plus large débattement angulaire dépassant les limites $\pm\frac{\pi}{2}$ à jeu nul. Quand le roulement est monté avec jeu ($\frac{J_d}{D_b} > 0$), c'est l'effet inverse qui se produit puisque la zone chargée du roulement diminue avec le niveau de jeu, entraînant par la même une diminution équivalente de la zone d'écrasement du film fluide.

De plus, en faisant varier le jeu diamétral J_d , la valeur du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$ à $\psi = 0^\circ$ reste quasiment constante, aux contacts élément roulant/piste de roulement intérieure (Fig. 5.15(a)) et élément roulant/piste de roulement extérieure (Fig. 5.15(b)). Ceci est parfaitement cohérent avec les résultats précédents, relatifs à l'effet du chargement radial F_r , puisque le jeu diamétral impacte principalement la répartition du chargement dans le roulement, avec un effet modéré sur le chargement maximal Q_{max} à $\psi = 0^\circ$. Il n'est donc pas utile de faire un ajustement logarithmique puisque le résultat est connu d'avance (Fig. 5.14). Enfin, dans les conditions de pilotage indiquées plus haut, en présence de précharge ($J_d < 0$) le régime de lubrification mixte recouvre plus de la moitié du roulement au niveau de la piste intérieure (Fig. 5.15). Dans le cas contraire ($J_d > 0$), le régime mixte se limite bien sûr à une plus faible zone du roulement.

Dans la seconde partie de cette analyse paramétrique, on cherche à évaluer l'influence de l'ellipticité du contact $\bar{\kappa}$ sur le régime de lubrification en faisant varier les conformités des pistes intérieure et extérieure $f_{i,o}$ du roulement. Rappelons que ces conformités expriment le rapport des courbures des pistes $R_{i,o}$ par le diamètre de l'élément roulant D_b . Les conformités prises en compte et ellipticités associées sont données dans le tableau 5.4. La bague intérieure du roulement est pilotée avec la même vitesse angulaire $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$, supporte le même chargement radial $F_r = 5000 \text{ N}$. Le pilotage du roulement se fait à jeu nul $J_d = 0$.

Simulation	$f_{i,o}$	$\bar{\kappa}_i$	$\bar{\kappa}_o$
1	0.51 - 0.51	14.1748	10.8354
2	0.52 - 0.52	9.2309	7.0562
3	0.54 - 0.54	6.0818	4.6490
4	0.55 - 0.55	5.3384	4.0807
5	0.56 - 0.56	4.8082	3.6755
6	0.57 - 0.57	4.4082	3.3696

TABLE 5.4 – Conformités des pistes et ellipticités associées

L'épaisseur minimale de film fluide h_{min} est à nouveau simulée à l'interface de contact élément roulant/pistes de roulement pour les six conformités données du tableau 5.4. Seul le paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$ est représenté graphiquement

afin d'évaluer sa dépendance par rapport à l'ellipticité du contact (Fig. 5.16). En première intention, on peut conclure que la conformité intérieure f_i n'a pratiquement pas d'effet sur le régime de lubrification (Fig. 5.16(a)), malgré une pression de contact de plus en plus élevée (Fig. 3.10). Concernant la piste extérieure (Fig. 5.16(b)), on a un effet relativement plus marqué de l'ellipticité du contact sur la lubrification. On observe en effet une transition progressive du régime HD vers le régime mixte au fur et à mesure que la conformité f_o augmente.

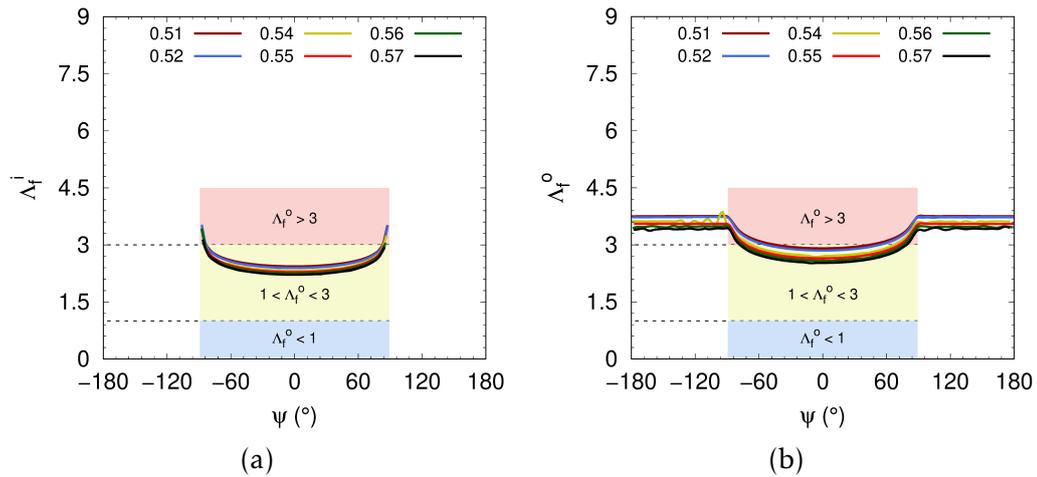


FIGURE 5.16 – Paramètre fluide fonction de $f_{i,o}$: (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure

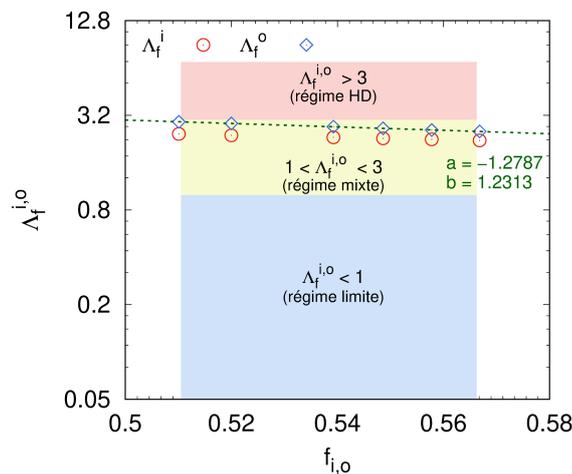


FIGURE 5.17 – Corrélation logarithmique entre le paramètre fluide et la conformité des pistes de roulement

Le passage en échelle logarithmique permet de mieux évaluer la dépendance des paramètres fluide Λ_f^i et Λ_f^o aux conformités f_i et f_o , respectivement des pistes intérieure et extérieure (Fig. 5.17). L'ajustement affine décroissant de

penne $a \simeq -1.28$ montre bien une corrélation en loi de puissance du paramètre fluide en fonction de la conformité. À titre de rappel et de comparaison, les coefficients directeurs des ajustements affines réalisés depuis le début de l'analyse paramétrique (vitesse angulaire, chargement radial, précharge et conformité) sont résumés dans le tableau 5.5. Par comparaison aux précédentes grandeurs étudiées, la conformité des pistes de roulement est le paramètre qui impacte le plus l'état de la lubrification du contact. Ce résultat est cohérent puisque la géométrie du contact *via* son ellipticité conditionne fortement la quantité de lubrifiant piégée à l'interface élément roulant/piste de roulements.

Paramètre	ω_{arbre}	F_r	$f_{i,o}$
Piste intérieure	0.6784	-0.0616	-0.8313
Piste extérieure	0.6781	-0.0672	-1.2787

TABLE 5.5 – Coefficients directeurs des ajustements réalisés sur le paramètre fluide Λ_f^o

5.2.4 Analyse paramétrique sur l'influence du chargement combiné radial et axial

Jusqu'à maintenant l'analyse sur la dépendance du régime de lubrification aux conditions de fonctionnement, de montage et de contact s'est limitée qu'au roulement à billes 6208 à contact radial. Afin d'élargir cette analyse à d'autres conditions de service, on considère cette fois-ci le cas du roulement à billes à contact oblique 7208, lequel va être soumis à un chargement combiné radial et axial, en même temps qu'un pilotage en vitesse angulaire. Il convient toutefois de préciser qu'il ne s'agit pas dans cette étude de reprendre l'ensemble des cas discutés précédemment pour le roulement 6208. Seul l'effet de la combinaison d'un chargement radial F_r et d'un chargement axial F_a sur l'épaisseur de film de fluide est investigué.

Les conditions de pilotage imposées au modèle discret de roulement à billes 7208 sont assez similaires aux cas précédents, avec un pilotage en rotation imposé à la bague intérieure du roulement $\omega_{arbre} = 10^4 \text{ tr/min}$, une faible précharge appliquée au roulement (jeu négatif; $\frac{I_d}{D} = -0.001$) et des conformités de pistes de roulement (intérieure et extérieure) identiques ($f_{i,o} = 0.52$). Pour mettre en évidence l'effet du chargement combiné sur le contact lubrifié, le rapport $\tau = \frac{F_r}{F_a}$ est varié dans l'intervalle $[0, 3]$ avec un chargement axial F_a fixé à 5000 N. À noter que les résultats des simulations sont uniquement interprétés du point de vue du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$.

Le premier point qui peut être discuté à la lecture des résultats numériques permet de conclure que les deux paramètres fluides Λ_f^i (Fig. 5.18(a)) et Λ_f^o (Fig. 5.18(b)) sont simulés sur une révolution complète de l'élément roulant, quel

que soit la valeur du rapport τ . Cela s'explique principalement par l'application du chargement axial F_a à la bague intérieure du roulement qui maintient en permanence les éléments roulants en contact avec les pistes de roulement intérieure et extérieure. En considérant le cas particulier de $\tau = 0$ ($F_r = 0$), on obtient un paramètre fluide constant dans l'intervalle $[-\pi, \pi]$. La répartition de l'épaisseur de film fluide dans le roulement est donc uniforme. Par ailleurs, comme dans le cas du modèle de roulement 6208, la différence entre les ellipticités de contact κ_i et κ_o (resp. intérieure et extérieure) induit également un décalage entre les régimes de lubrification au niveau des pistes intérieure et extérieure.

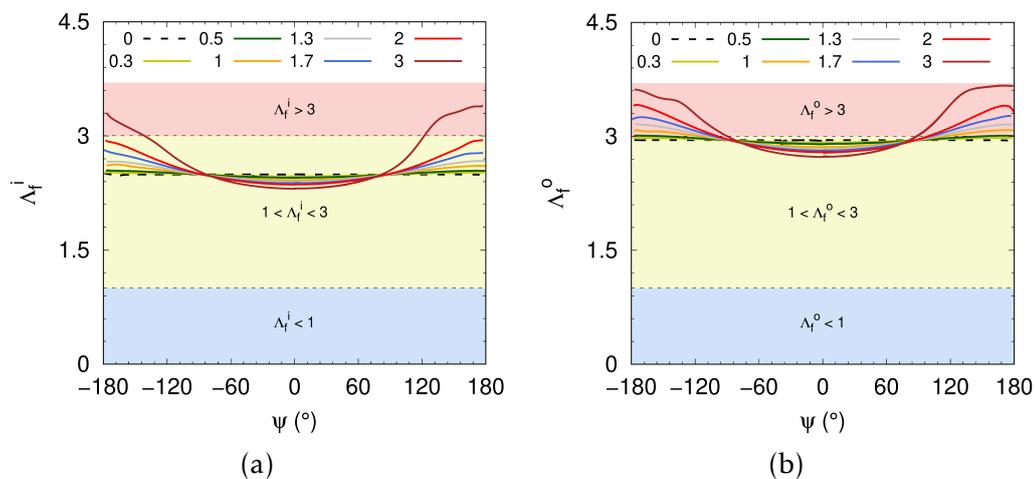


FIGURE 5.18 – Paramètre fluide fonction du rapport τ : (a) Λ_f^i élément roulant/piste intérieure, (b) Λ_f^o élément roulant/piste extérieure

Le deuxième enseignement qui peut être tiré, porte sur la manière dont le chargement combiné impact la distribution de l'épaisseur de film fluide dans le roulement. En effet, l'application d'un chargement combiné ($\tau > 0$) modifie la distribution uniforme du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$. Pour de faibles rapports ($\tau \leq 1$) l'effet du chargement reste toutefois assez modéré avec un paramètre fluide faiblement variable. Au-delà de cette limite, l'effet du chargement combiné devient significatif, entraînant une évolution parabolique du paramètre fluide liée à la composante radiale F_r . Comme pour le cas du roulement à billes à contact radial 6208, $\Lambda_f^{i,o}$ enregistre ses valeurs minimales dans la zone la plus chargée du roulement. En-dehors de cette zone, le roulement transite progressivement du régime de lubrification mixte vers le régime HD. Cette transition est d'autant plus rapide que le rapport τ est élevé. Cela s'explique par le fait que l'intervalle angulaire qui délimite la zone fortement chargée du roulement diminue à mesure que le ratio τ croît. Cette diminution est en accord avec la figure 3.16 présentée au Chapitre 3, montrant l'évolution du paramètre de charge ε en fonction du rapport $\frac{F_r}{F_a}$. Il convient ici de rappeler que le paramètre de charge ε est un indicateur du niveau de précharge dans le roulement. Les agrandissements réalisés, à la figure 5.19, aux limites de la zone chargée du roulement permettent clairement

de distinguer la position angulaire de chaque point d'intersection des paramètres fluides Λ_f^i à $\tau > 0$ avec celui à $\tau = 0$.

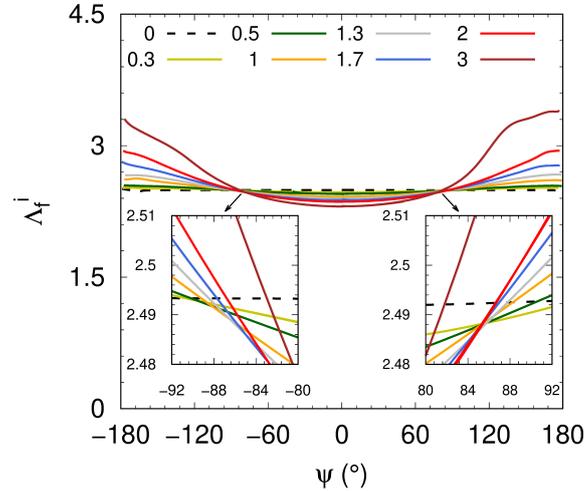


FIGURE 5.19 – Effet du rapport τ sur le paramètre fluide Λ_f^i aux extrémités de la zone chargée

Au terme de cette analyse, on peut conclure que la prise en compte des paramètres géométriques et dynamiques du roulement, ainsi que des grandeurs physiques du lubrifiant, au travers d'une modélisation discrète du roulement couplée à une formulation rhéologique piézo-visco-élastique du lubrifiant, conduit à la prédiction du régime de lubrification en étant au plus près du contact élément roulant/piste de roulement.

5.3 Modélisation capacitive du film fluide en régime EHD

Les techniques de diagnostic basées sur la mesure électrique, à l'instar des méthodes optiques plus récentes, ont suscité beaucoup d'intérêt pour la caractérisation du contact lubrifié, présent dans plusieurs composants mécaniques opérant en conditions Élasto-Hydro-Dynamiques (EHD), tels que les roulements, paliers, butées et autres [Wilson 1979, Leenders 1987]. Parmi les différentes techniques de mesure électrique existantes, celle basée sur la détermination de la capacitance électrique du film fluide s'est montrée plus adaptée que la mesure de la résistance électrique, notamment pour caractériser de fines épaisseurs de films fluides [Hamilton 1974, Sherrington 1985, Jablonka 2012]. C'est dans ce cadre qu'on a implémenté une formulation électromécanique dans le modèle discret de roulement à billes 6208. Dans cette dernière partie du Chapitre 5, on va donc introduire puis mettre en œuvre un modèle capacitif dédié au contact lubrifié de type hertzien en régime EHD. Cette formulation électrique est d'autant plus intéressante puisqu'elle trouve tout son intérêt dans le cadre de la modélisation discrète des roulements à billes, car elle a l'avantage de corrélérer la capacitance

électrique de l'interface de contact élément roulant/piste de roulement avec l'épaisseur de film fluide piégé par le contact.

5.3.1 Modèle capacitif pour le contact lubrifié en régime EHD

Afin de caractériser l'épaisseur de film fluide au niveau du contact lubrifié, Wilson [Wilson 1979] a proposé dans ces travaux sur le contact lubrifié un modèle électrique capacitif de type condensateur plan constitué de deux armatures métalliques parallèles, séparées par un milieu diélectrique (ex. film fluide) ou isolant (ex. aire)(Fig. 5.20(b)).

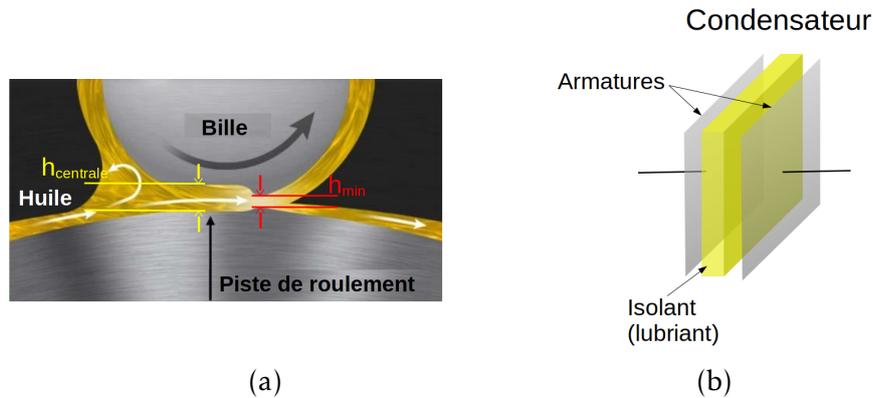


FIGURE 5.20 – (a) Épaisseurs centrale et minimale du lubrifiant - (b) Représentation schématique d'un condensateur à armatures métalliques parallèles

La capacitance électrique du lubrifiant (milieu diélectrique) situé à l'interface de contact entre l'élément roulant et la piste de roulement, est inversement proportionnelle à l'épaisseur de film fluide (distance séparant les deux armatures). L'expression de la capacitance électrique dans le cas d'un contact hertzien lubrifié est donnée par l'équation (5.3) :

$$C_{Hertz} = \epsilon_r \epsilon_0 \frac{A_{Hertz}}{h_c} \quad (5.3)$$

avec C_{Hertz} la capacitance du film fluide d'épaisseur centrale h_c située entre les deux armatures de surface l'aire de Hertz A_{Hertz} . ϵ_r et ϵ_0 sont respectivement la constante diélectrique du fluide et la permittivité (diélectrique) du vide ($8.854 \text{ pF} \cdot \text{m}^{-1}$). Pour rappel, dans le cas d'un contact entre l'élément roulant et la piste de roulement, l'aire de Hertz est une ellipse d'aire $A_{Hertz} = \pi ab$, où a et b sont respectivement ses demi-axes majeur et mineur. L'épaisseur centrale du film fluide h_c prise en compte pour calculer la conductance électrique du contact lubrifié est celle proposée par Masjedi et Khonsari [Masjedi 2015] dans le cas d'un contact lisse en fonction de l'ellipticité du contact κ (5.4) :

$$\frac{h_c}{R_x} = 3.672 \tilde{U}_r^{0.663\kappa-0.025} \tilde{E}^{0.502\kappa-0.064} \tilde{W}^{-0.045\kappa-0.18} (1 - 0.573 \times e^{-0.74\kappa}) \quad (5.4)$$

Les trois termes sans dimension \tilde{E} , \tilde{U}_r et \tilde{W} , dont dépend également la hauteur minimal du film fluide h_{min} (voir Chapitre 2), sont respectivement fonction des propriétés élastiques, des conditions de pilotage en vitesse et de chargement des surfaces en contact. On rappelle ici les expressions de chaque terme sans dimension : $\tilde{E} = \xi E_{eff}$, avec ξ le coefficient de piézo-viscosité de Barus du lubrifiant à la température de fonctionnement et pression atmosphérique ($\xi = 24.5 \text{ GPa}^{-1}$ pour une huile minérale à 40° C), $E_{eff} = \frac{E}{1-\nu^2}$ le module d'élasticité effectif de l'acier ; $\tilde{U}_r = \frac{\eta U_r}{E' R_x}$, avec U_r la vitesse de roulement et R_x le rayon de courbure par rapport à la direction de roulement ; $\tilde{W} = \frac{F_n}{E' R_x^2}$, avec F_n l'effort normal de contact.

Le choix d'un modèle piezo-visco-élastique permet de tenir compte des effets hydrodynamiques sur les propriétés rhéologiques du lubrifiant en régime EHD. De même, les propriétés diélectriques du lubrifiant dépendent également des conditions de fonctionnement du roulement, en particulier de la pression de Hertz, P_{Hertz} , qui s'exerce aux niveau du contact élément roulant/piste de roulement intérieure/extérieure. Les effets rhéologiques du lubrifiant (piezo-visco-élasticité) sont pris en compte au moyen du modèle de Clausius-Mossotti [Jackson 1999] dans le cas d'un fluide non polarisé. Ce modèle permet de calculer la constante diélectrique en fonction de la densité du fluide, laquelle est fonction de la pression P_{Hertz} (5.5) :

$$\frac{\epsilon_r - 1}{\epsilon_r - 2} = \frac{N_A \beta \rho}{3M} \quad (5.5)$$

avec N_A le nombre d'Avogadro, M la masse molaire, β la polarisabilité moléculaire du fluide et ρ sa densité. Le facteur $\frac{N_A \beta}{3M}$ peut-être déterminé en considérant la permittivité et densité du fluide à la pression atmosphérique. Selon Dowson et Higginson [Dowson 2014], la variation de la densité du film fluide en fonction de la pression de Hertz est donnée par l'expression suivante (5.6) :

$$\rho = \rho_0 \frac{0.59 \cdot 10^9 + 1.34 \cdot P_{Hertz}}{0.59 \cdot 10^9 + P_{Hertz}} \quad (5.6)$$

où ρ_0 est la densité du film fluide à la pression ambiante.

Pour vérifier l'effet de la pression sur les propriétés diélectriques du lubrifiant, on a simulé avec le modèle discret de roulement 6208 la pression de Hertz s'exerçant sur les pistes en conditions EHD, avec un pilotage en vitesse de la bague intérieure $\omega_{arbre} = 500 \text{ tr/min}$ et un chargement radial $F_r = 5000 \text{ N}$. Deux types de lubrifiants ont été considérés, respectivement une huile minérale et une huile de synthèse de type polyalphaoléfin (PAO4 VG48). Les courbes de la figure 5.21(a) montre une constante diélectrique croissante en fonction de la pression de Hertz à l'interface de contact entre l'élément roulant et les deux pistes de roulement (intérieure et extérieure). Cette évolution s'explique par le fait qu'une augmentation de la pression de Hertz fait progressivement transiter le contact

lubrifié d'un état diélectrique vers un état plus conducteur. Cet effet est bien sûr plus marqué au contact élément roulant/piste de roulement intérieure puisque la pression de Hertz y est plus élevée (Fig. 5.21(b)).

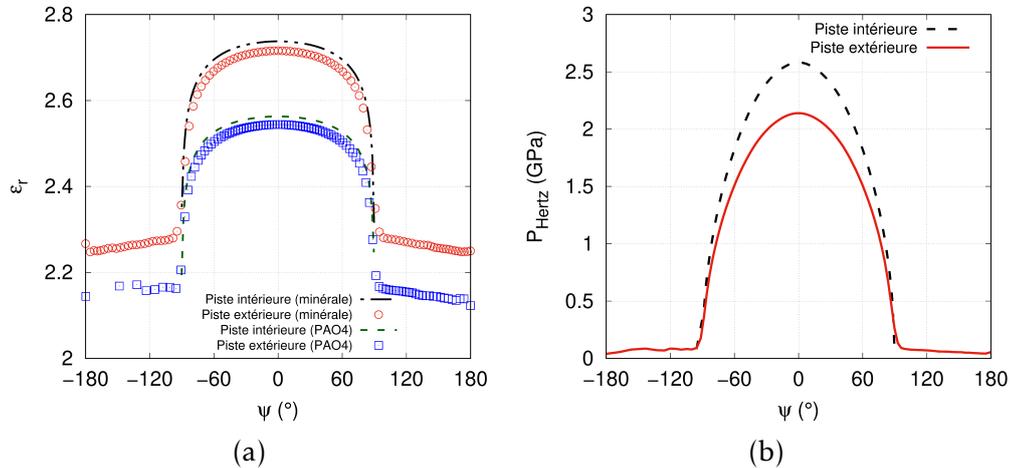


FIGURE 5.21 – (a) Constante diélectrique en fonction de la pression de Hertz pour deux types de lubrifiants - (b) Pressions de Hertz s'exerçant sur les pistes intérieure et extérieure fonction de l'angle azimut ψ

On remarque également que le type de lubrifiant conditionne sensiblement les propriétés diélectriques du contact lubrifié comme on peut le vérifier à la figure 5.21(a). Sur la base des propriétés physiques des lubrifiants données dans le tableau 5.6, l'huile minérale est plus conductrice que l'huile de synthèse PAO4 VG48.

Lubrifiant	Huile minérale	PAO VG48
Viscosité cinématique $\nu \left(\frac{\eta}{\rho} \right)$ à 40° C (mm^2/s)	99.0	46.4
Piézoviscosité de Barus $\xi \left(GPa^{-1} \right)$	24.5	16.5
Constante diélectrique ϵ_r	2.3	2.1

TABLE 5.6 – Propriétés des lubrifiants

Expérimentalement l'identification de l'épaisseur de film fluide, par le biais d'une mesure capacitive, consiste à évaluer d'abord la capacitance électrique de l'ensemble du dispositif expérimental, dont il faut soustraire par la suite la capacitance de la zone périphérique de l'aire de contact lubrifiée, et la capacitance des composants connexes [Brüser 1972]. Numériquement, la capacitance électrique est déduite de la relation (5.3) après avoir d'abord identifier l'épaisseur centrale du film fluide (5.4) dans le roulement en conditions de service. En s'appuyant sur la modélisation discrète des roulements à billes mise au point, il est donc possible de prédire l'épaisseur du lubrifiant à l'interface de contact, puis de déduire sa capacitance électrique afin de la corrélérer au régime de lubrification.

On peut ainsi préconiser pour un roulement donné, dont on connaît les propriétés rhéologiques de son lubrifiant, les conditions de fonctionnement qui favoriseraient le régime de lubrification optimum.

5.3.2 Circuit capacitif équivalent du roulement à billes à contact radial 6208

Après avoir, dans un premier temps, implémenté la formulation électrique du contact lubrifié dans le modèle de roulement discret, on a, dans un second temps, simulé la conductance électrique du roulement à billes à contact radial 6208 en conditions de fonctionnement EHD [Omar Farah 2020]. Le fait d'avoir choisi le roulement à contact radial 6208 plutôt que le 7208 à contact oblique est guidé par la disponibilité de résultats expérimentaux [Jablonka 2018] afin de valider la modélisation électrique proposée. La figure 5.22 montre une représentation schématique du circuit capacitif équivalent du roulement à billes 6208.

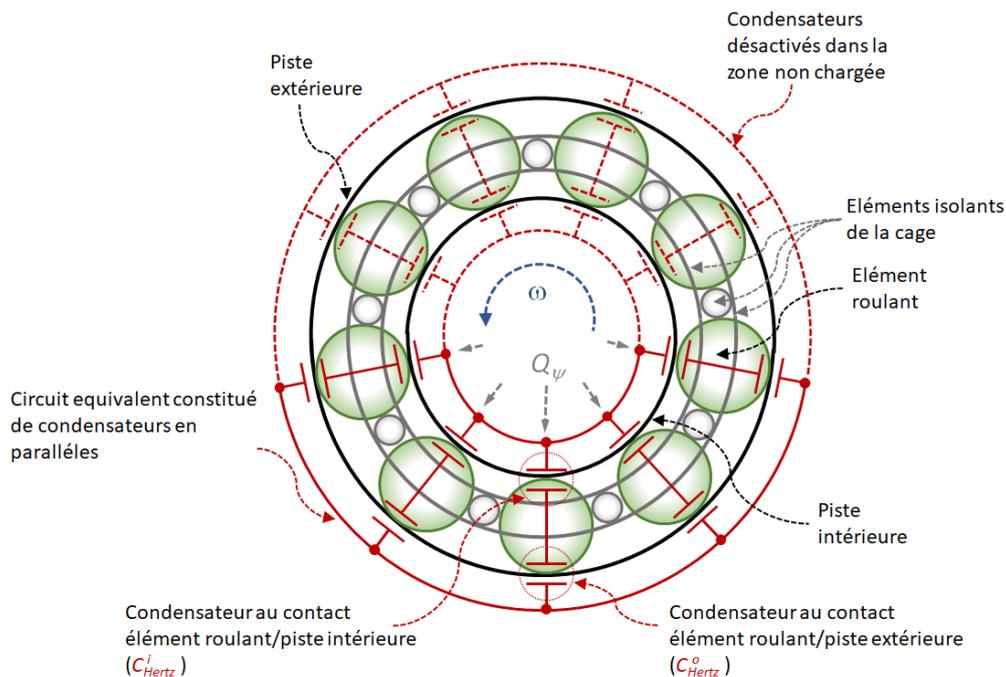


FIGURE 5.22 – Représentation schématique du circuit capacitif équivalent du roulement à billes 6208

D'un point de vue électrique, chaque contact hertzien lubrifié entre un élément roulant et une piste de roulement (intérieure ou extérieure) est équivalent à un condensateur. Le reste des contacts n'est pas pris en compte, soit parce que le contact élément roulant/piste de roulement est rompu, soit parce que le contact implique un élément roulant avec un élément de la cage. Il convient de rappeler que la cage est en polyamide, donc elle est supposée totalement isolante. À l'échelle d'un élément roulant (le j ème élément) en contact avec les deux pistes,

le circuit capacitif équivalent est constitué de deux condensateurs en série. La capacité équivalente des deux contacts (conductance électrique) au niveau de l'élément roulant, $C_{Hertz,j}^{i,o}$ est calculée à l'aide de l'expression suivante (5.7) :

$$\frac{1}{C_{Hertz}^{i,o}} = \frac{1}{C_{Hertz}^i} + \frac{1}{C_{Hertz}^o} \quad (5.7)$$

À l'échelle du roulement, le circuit capacitif équivalent se compose de condensateurs en parallèle (Fig. 5.22), dans lequel la capacitance de chaque condensateur est calculée avec l'expression (5.7). La détermination de la capacitance globale (ou équivalente) du roulement, $C_{roulement}$, revient donc à calculer la somme des capacitances des éléments roulants situés dans la zone de chargement (5.8) :

$$C_{roulement} = \sum_{j=1}^{N_c} C_{Hertz,j}^{i,o} \quad (5.8)$$

avec N_c le nombre d'éléments roulants dans la zone chargée (Fig. 5.22).

5.3.2.1 Effet du chargement radial et jeu diamétral sur la capacitance du film fluide

Après avoir introduit la formulation électrique implémentée dans la modélisation discrète, il est donc possible de prédire numériquement la capacitance équivalente du roulement à billes 6208, $C_{roulement}$, en conditions de fonctionnement EHD. Il s'agit notamment d'étudier l'effet de deux paramètres mécaniques, respectivement le chargement radial et le jeu diamétral (niveau de précharge), sur la capacitance électrique du contact lubrifié élément roulant/piste de roulement (intérieure et extérieure). Le but étant de montrer l'effet de l'état mécanique du roulement sur sa réponse électrique globale, au travers de sa capacitance équivalente $C_{roulement}$. Cette dernière traduit la variation de la constante diélectrique du lubrifiant ϵ_r en fonction de la pression de Hertz, couplée à celle de son épaisseur centrale h_c en régime de lubrification EHD.

On s'est intéressé, dans un premier temps, à la variation de la capacitance équivalente $C_{Hertz}^{i,o}$ de deux contacts lubrifiés situés de part et d'autre d'un élément roulant (pistes de roulement intérieure et extérieure) effectuant un tour complet (Fig. 5.23). Les conditions de pilotage et de précharge imposées sont, respectivement une vitesse angulaire $\omega_{arbre} = 500 \text{ tr/min}$ et un jeu diamétral $J_d = 0$. Pour rappel, la zone chargée du roulement à jeu nul (précharge nulle) se situe dans l'intervalle $\left[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}\right]$.

La figure 5.24(a) décrit l'évolution de $C_{Hertz}^{i,o}(\psi)$ en fonction de l'angle azimut ψ dans la zone chargée du roulement pour différentes valeurs de chargement radial F_r , prises dans l'intervalle $[1, 7] \text{ kN}$. La capacitance équivalente $C_{Hertz}^{i,o}$ suit

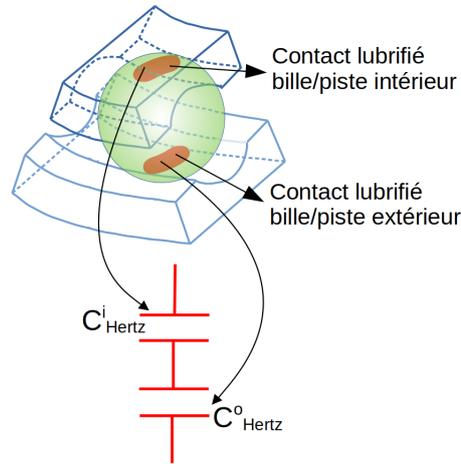


FIGURE 5.23 – Capacités C_{Hertz}^i et C_{Hertz}^o en série à l'échelle de l'élément roulant

parfaitement la distribution du chargement radial $Q(\psi)$ dans le roulement. Les simulations montrent aussi qu'une diminution de l'épaisseur de film fluide h_c sous un chargement radial F_r élevé, se traduit par une capacitance $C_{Hertz}^{i,o}$ élevée. Par ailleurs, la capacitance $C_{Hertz}^i(\psi)$ est inaccessible numériquement en-dehors de la zone chargée, car on a une perte partielle ou totale de contact entre l'élément roulant et les pistes de roulements (Fig. 5.24(a)).

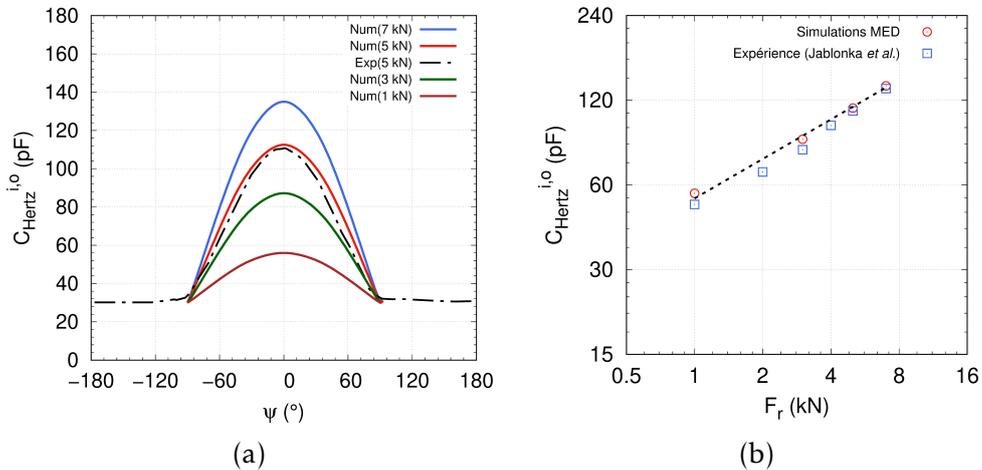


FIGURE 5.24 – (a) Capacitance équivalente $C_{Hertz}^{i,o}$ dans la zone chargée - (b) Comparaison entre les capacitances simulées et mesurées à $\psi = 0^\circ$

Dans un deuxième temps, les simulations par la MED réalisées avec le modèle de roulement à billes 6208 à contact radial ont été comparées avec les résultats expérimentaux fournis par Jablonka *et al.* [Jablonka 2018]. On a donc pu comparer les capacitances simulées $C_{Hertz}^{i,o}$ à $\psi = 0^\circ$, lieu du chargement radial maximal Q_{max} , avec les mesures expérimentales obtenues au moyen d'un dispositif

expérimental équipé d'un roulement à gorge profonde 6306 ETN9 doté d'une cage en polymère. Lors de ces expérimentations, le roulement était lubrifié avec une huile minérale (Tab. 5.6). La figure 5.24(b) montre une très bonne adéquation entre la simulation et les mesures expérimentales, avec un écart relatif maximal de 2%, dans la gamme de chargements considérée. Ce résultat confirme la pertinence du couplage entre la modélisation électrique et le modèle discret de roulement à billes.

Par ailleurs, il convient de préciser que le modèle discret de roulement à billes 6208 et celui du dispositif expérimental 6306 [Jablonka 2018] ont le même nombre de billes ($Z = 9$) et sont tous deux équipés de cages isolantes. Par contre, les dimensions des deux roulements présentent quelques différences, en particulier pour les diamètres des bagues. Toutefois, on suppose que cette différence ne remet pas en cause la validité des simulations numériques, puisque la capacitance équivalente du roulement est surtout sensible au nombre de contacts lubrifiés mis en jeu. Enfin, pour rendre possible la comparaison entre les simulations numériques fournies par le modèle discret de roulement 6208 et les résultats expérimentaux, on a corrigé la capacitance simulée en lui additionnant celle relative au dispositif expérimental ($\approx 30 \text{ pF}$ [Jablonka 2018]), car ce dernier n'est pas pris en compte dans la simulation numérique (Fig. 5.24(a)).

Dans un troisième temps, on a comparé les capacitances équivalentes $C_{\text{Hertz}}^{i,o}$ simulées sur une révolution de l'élément roulant sous différentes configurations de précharge : à jeu diamétral négatif, nul et positif. Les conditions de pilotage en vitesse et de chargement radial sont inchangées par rapport aux précédentes simulations.

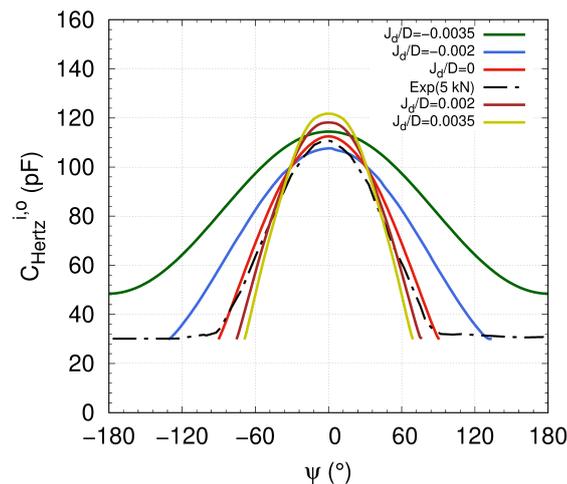


FIGURE 5.25 – Capacitance équivalente $C_{\text{Hertz}}^{i,o}$ dans la zone chargée en fonction du jeu diamétral J_d

La figure 5.25 illustre la variation de $C_{\text{Hertz}}^{i,o}$ conformément au niveau de précharge

appliqué au roulement. Lorsque le roulement est fortement préchargé ($\frac{J_d}{D} = -0.0035$) tous les contacts éléments roulants/pistes de roulement sont mis en jeu dans le calcul de la capacitance $C_{Hertz}^{i,o}$, ce qui permet de simuler celle-ci sur un tour complet. À l'inverse, une très faible précharge (à jeu positif, $\frac{J_d}{D_b} = 0.0035$) se traduit par un niveau de capacitance plus élevé, notamment au voisinage de $\psi = 0^\circ$. Cela est assez cohérent avec la distribution du chargement radial Q_ψ en fonction de la précharge imposée au roulement (voir Chapitre 3). À ce stade de la validation de la modélisation électrique, on peut conclure que le modèle discret de roulement à billes 6208, sous conditions de chargement et de précharge données, traduit de manière fiable l'état du contact lubrifié élément roulant/piste de roulement *via* une réponse capacitive du film fluide.

5.3.2.2 Effet de la vitesse de roulement sur la capacitance du film fluide

Dans cette deuxième partie de la modélisation électrique du contact lubrifié dans le roulement, on va s'intéresser à l'effet de la vitesse de roulement U_r à l'interface de contact élément roulant/piste de roulement sur la capacitance électrique du film fluide. En se basant sur les résultats de l'analyse paramétrique relative à l'influence des conditions de pilotage en vitesse sur l'épaisseur de film fluide, on est donc en mesure de corréliser la capacitance équivalente du roulement $C_{roulement}$ à son régime de lubrification. On rappelle ici que la vitesse de roulement U_r dépend bien sûr de la vitesse angulaire de pilotage ω_{arbre} de la bague intérieure du roulement. On sait déjà qu'en conditions EHD l'épaisseur de film fluide au niveau du contact élément roulant/piste de roulement intérieure est inférieure à celle entre l'élément roulant et la piste extérieure (Fig. 5.9).

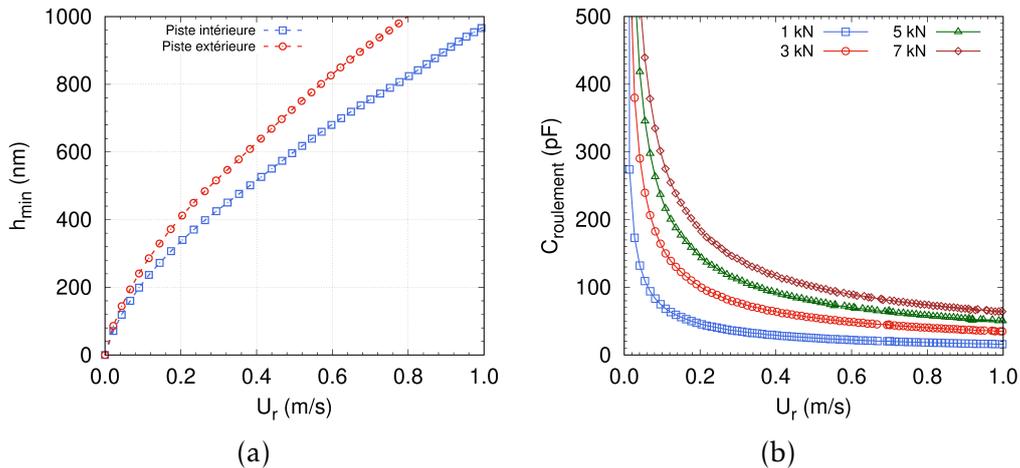


FIGURE 5.26 – (a) Dépendance de l'épaisseur h_{min} à la vitesse de roulement U_r - (b) Variation de la capacitance équivalente $C_{roulement}$ en fonction de U_r

La figure 5.26(a) exprime le même résultat en fonction cette fois-ci de la vitesse de roulement U_r calculée au niveau de chaque interface de contact. On remarque aussi que l'écart entre les épaisseurs de films fluides (contacts intérieure et

extérieur) à vitesses de roulement identiques croît continuellement en phase de démarrage. On a étudié par la suite la variation de la capacitance équivalente du roulement $C_{roulement}$ pour la même gamme de chargement radial F_r (Fig. 5.26(b)) et en conservant la vitesse de roulement U_r en abscisse. Au premiers instants de la phase de démarrage, on enregistre une capacitance $C_{roulement}$ très élevée car l'épaisseur de film fluide à ce stade est très fine, le contact est donc quasi-métallique (régime limite). Dès que la vitesse de roulement dépasse un seuil minimum ($U_r > 0.1 \text{ m./s}$), le film fluide gagne en épaisseur entraînant par la même une forte diminution de la capacitance équivalente du roulement. Cette dépendance de la réponse électrique à la vitesse de rotation du roulement témoigne de la grande sensibilité de la mesure capacitive à la quantité de lubrifiant présent entre les éléments roulants et les pistes de roulement. Les courbes de la figure 5.26(b) viennent à nouveau confirmer l'influence de l'intensité du chargement radial appliqué à la bague intérieure sur la mesure de la capacitance équivalente $C_{roulement}$ du roulement. Plus ce dernier est chargé, plus l'épaisseur de film fluide aux interfaces de contact est fine et plus la capacitance équivalente est élevée. Comme il vient d'être souligné, la vitesse d'entraînement est un facteur déterminant dans le comportement hydrodynamique du lubrifiant à l'interface de contact élément roulant/piste de roulement. De plus, la nature de l'huile utilisée comme lubrifiant dans le roulement agit directement sur le l'état hydrodynamique du contact lubrifié. C'est dans cette optique, et sur la base des travaux de Jablonka *et al.* [Jablonka 2018], qu'on a réussi à mettre en évidence numériquement, grâce à la modélisation discrète, l'effet du lubrifiant sur la réponse électrique du roulement à billes à contact radial 6208 en terme de capacitance équivalente. L'huile minérale et l'huile de synthèse PAO4 VG48, dont les viscosité et propriétés diélectriques sont données dans le table 5.6, ont donc fait l'objet d'une étude comparative entre simulations par la MED et mesures expérimentales (Fig. 5.27).

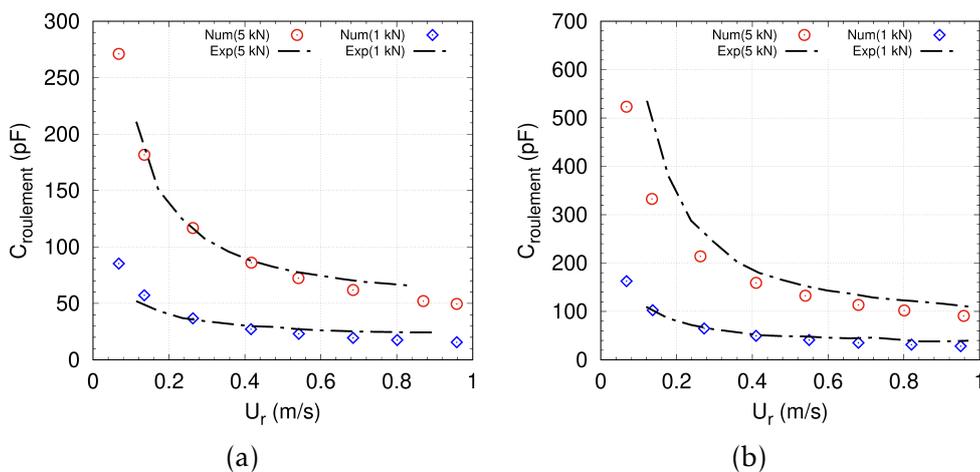


FIGURE 5.27 – Variation de la capacitance équivalente $C_{roulement}$ en fonction de la vitesse de roulement U_r : (a) huile minérale - (b) huile de synthèse PAO4 VG48

Les figures 5.27(a) et 5.27(b), respectivement dans le cas d'une huile minérale et de synthèse, comparent les capacités équivalentes $C_{roulement}$ à celles mesurées expérimentalement [Jablonka 2018], en fonction de la vitesse de roulement U_r . Premièrement, on peut conclure que les résultats numériques obtenus avec les deux types de lubrifiants témoignent d'une assez bonne adéquation avec l'étude expérimentale. Le modèle discret de roulement à billes est donc capable de fournir un indicateur qualitatif et quantitatif suffisamment fiable sur l'état de la lubrification dans le roulement. Deuxièmement, on remarque sans surprise que les réponses électriques diffèrent d'une huile à une autre. En effet, du fait de sa composition chimique et de la présence d'additifs, l'huile minérale possède une meilleure conductivité électrique qu'une huile de synthèse (PAO4). La composition du lubrifiant explique en partie le fait que la capacité équivalente du roulement ($C_{roulement}$) simulée avec une huile minérale soit plus faible que dans le cas de l'huile de synthèse.

Compte tenu de la différence notable entre la viscosité de l'huile minérale et celle de synthèse ($\frac{\nu_{minérale}}{\nu_{PAO4}} = 2.13$), on a superposé les réponses électriques des deux lubrifiants en traçant les capacités équivalentes $C_{roulement}$, adimensionnées par rapport à la constante diélectrique ϵ_r , en fonction de l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} (Fig. 5.28).

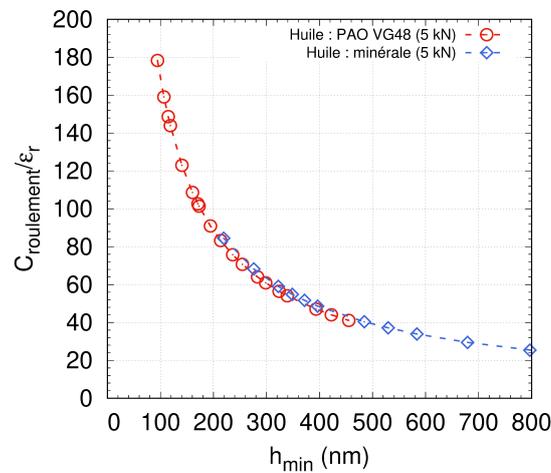


FIGURE 5.28 – Variation du rapport $C_{roulement}/\epsilon_r$ en fonction de h_{min}^i

Puisque la pression exercée sur la piste intérieure est plus élevée, seule l'épaisseur minimale de film fluide h_{min} , à $\psi = 0^\circ$ sous un chargement radial $F_r = 5000\text{ N}$, a été représentée. D'un point de vue qualitatif, le rapport $C_{roulement}/\epsilon_r$ décroît en fonction de h_{min} de la même manière que la capacité équivalente $C_{roulement}$ en fonction de la vitesse de roulement U_r . Ce qui est tout à fait cohérent puisque l'épaisseur minimale h_{min} est proportionnelle à la vitesse de roulement U_r . D'un point de vue quantitatif, l'huile minérale, de par sa viscosité élevée, favorise la formation d'un film fluide plus épais à l'interface de contact lubrifiée

contrairement à l'huile de synthèse. Ce résultat complète l'explication sur le faible niveau de capacitance du roulement lubrifié avec l'huile minérale, par rapport à une lubrification à base d'huile de synthèse.

Le dernier résultat de cette étude sur la modélisation électrique du contact lubrifié, est relatif à l'identification du régime de lubrification du roulement par rapport à la vitesse de roulement U_r au niveau du contact et la capacitance équivalente $C_{roulement}$ (Fig. 5.29). Le chargement radial appliquée à la bague intérieure du roulement reste inchangé ($F_r = 5000 \text{ N}$).

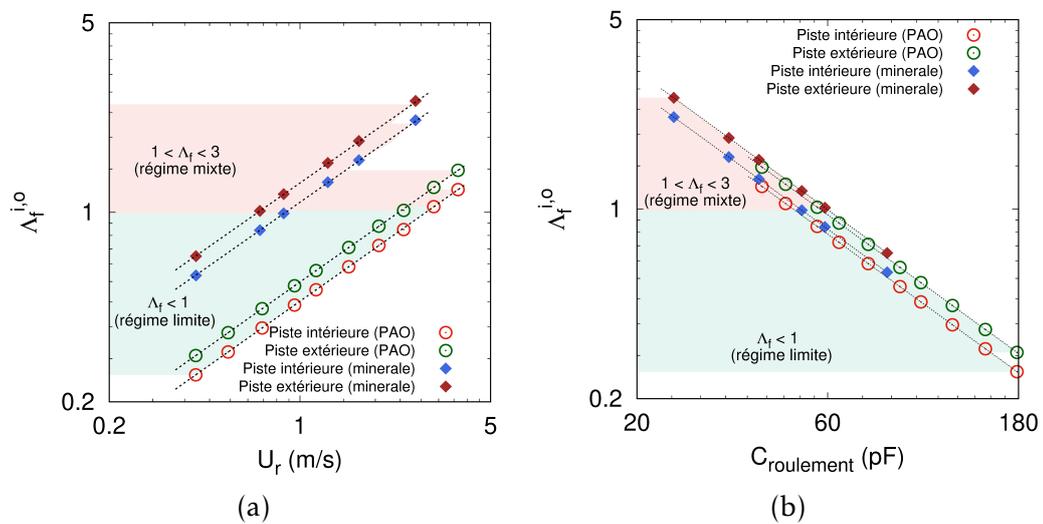


FIGURE 5.29 – (a) Paramètre fluide fonction de la vitesse de roulement - (b) Paramètre fluide fonction de la capacitance équivalente du roulement

Dans un premier temps, on a d'abord représenté la variation du paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$ en fonction de la vitesse de roulement U_r pour les deux types d'huiles (minérale et PAO4) en échelle logarithmique (Fig. 5.29(a)). Mis à part le fait que Λ_f^o est toujours supérieur à Λ_f^i quelle que soit la nature du lubrifiant, le roulement atteint rapidement le régime mixte avec l'huile minérale. Les deux contacts, élément roulant/piste intérieure et élément roulant/piste extérieure, sont en régime de lubrification mixte pour une vitesse de roulement U_r d'environ 0.82 m/s . Il faut près du double ($U_r \simeq 1.44 \text{ m/s}$) avec l'huile de synthèse PAO4 pour que le roulement atteigne le régime de lubrification mixte. Comme cela a déjà été expliqué précédemment, les propriétés rhéologiques du lubrifiant ont un impact sur le comportement hydrodynamique du film fluide à l'interface de contact.

Dans un second temps, on a proposé une corrélation originale entre le paramètre fluide $\Lambda_f^{i,o}$, identifié au niveau des pistes intérieure et extérieure, et la capacitance équivalente du roulement $C_{roulement}$ [Omar Farah 2020]. La figure 5.29(b) permet

de suivre la diminution de la capacitance équivalente du roulement en fonction de l'évolution du régime de lubrification aux contacts (éléments roulants/pistes de roulements). En effet, si le roulement 6208 est lubrifié à l'huile minérale avec les caractéristiques données au tableau 5.6, ce dernier atteint le régime mixte quand sa capacitance équivalente $C_{roulement} \simeq 51 \text{ pF}$. Dans le cas où le lubrifiant du roulement est l'huile de synthèse PA04, le régime mixte est atteint pour $C_{roulement} \simeq 47 \text{ pF}$. On peut donc identifier numériquement, et de manière quantitative, le régime de lubrification du roulement par le biais de sa capacitance équivalente connaissant la rhéologie du lubrifiant ainsi que ses propriétés diélectriques.

5.4 Conclusion

Le modélisation discrète mise au point dans le cadre de ce travail s'est distinguée par sa souplesse dans la simulation des roulements à billes en régime EHD. En s'appuyant sur une formulation piézo-visco-élastique du lubrifiant, les modèles discrets des roulements à billes 6208 et 7208 ont montré leur intérêt dans la prédiction de l'épaisseur de film fluide (contact élément roulant/piste de roulement) et régime de lubrification associé en conditions de service. L'analyse de l'influence du pilotage en vitesse, du chargement imposé et de la géométrie des pistes de roulement sur le régime de lubrification a permis de discriminer le paramètre le plus influant. De plus, l'implémentation dans le modèle discret de roulement à billes 6208 d'une formulation multiphysique, couplant propriétés rhéologiques et diélectriques du lubrifiant, a mis en évidence la corrélation entre la capacitance électrique, calculée localement au niveau du contact lubrifié, et le régime de lubrification du roulement. Toutefois, même si les résultats de la modélisation discrète sont plus qu'encourageants, on peut néanmoins apporter quelques améliorations à la formulation électrique capacitive pour gagner en précision dans les prédictions numériques. L'introduction dans le modèle discret de roulement à billes de l'effet de la rugosité des surfaces en contact est une piste qui pourrait être envisagée. En effet, Masjedi et Khonsari [Masjedi 2015] ont développé une formulation EHD qui tient compte de la rugosité *via* le ratio chargement/aspérité (*asperity load ratio*). Ce ratio permet de quantifier le pourcentage de chargement supporter par les aspérités au niveau de l'interface de contact. En régime EHD, une surface rugueuse aurait donc un pourcentage chargement/aspérité élevé, rendant le contact lubrifié plus conducteur ce qui augmenterait sa capacitance électrique.

Conclusions & perspectives

Conclusions

Le concept de base sur lequel s'est appuyé Léonard de Vinci pour esquisser le premier roulement a très peu évolué depuis, même si de nos jours, la précision avec laquelle les roulements sont fabriqués avoisine quelques millièmes de micron. Néanmoins, ces composants demeurent encore un centre d'intérêt pour plusieurs acteurs quels qu'il soient, fabricants, industriels ou académiques, tant leur fiabilité demeure encore un challenge à relever. Par conséquent, les avancées en matière de techniques de surveillance ou bien de simulation numérique contribuent de manière continue à l'amélioration de la fiabilité des roulements ainsi qu'à une meilleure compréhension des mécanismes qui sont à l'origine de leur dégradation.

Les travaux de modélisation numérique réalisés durant cette thèse viennent, en ce sens, enrichir le panel existant de logiciels de simulation dédiés aux roulements, en proposant un nouvel outil de simulation basé sur la MED. Combinant originalité et fiabilité, cet outil permet, en premier lieu, de dépasser les limitations des modèles discrets bidimensionnels des roulements à billes introduits précédemment par l'équipe MIM. Leur substitution par une description tridimensionnelle a, en effet, ouvert de nouvelles perspectives inaccessibles jusqu'alors, sur le plan du pilotage dynamique (chargement axial, chargement combiné radial-axial, couple moteur), des paramètres géométriques (angle de contact, conformité), ainsi que des grandeurs cinématiques et dynamiques (vitesse angulaire de pivotement, moment gyroscopique).

Deux types de roulements à billes, à savoir SKF 6208 à contact radial et SKF 7208 à contact oblique, ont servi de support de travail tout au long de la thèse. À noter que ce choix n'est pas restrictif puisque l'outil numérique développé est capable de modéliser tout type de roulement à billes. De plus, ces roulements sont polyvalents, supportent de grandes vitesses et sont utilisés dans une large gamme de machines à usage industriel ou domestique. Les modèles équivalents discrets mis au point ont permis de simuler les réponses des roulements 6208 et 7208 en configuration quasi-statique et dynamique. La validation numérique de ces modèles discrets est vérifiée à travers l'identification d'indicateurs et paramètres standards bien connus. Ces modèles discrets de roulements à billes donnent accès à une panoplie de grandeurs géométriques et mécaniques. Ils permettent aussi de configurer les paramètres internes du roulement (conformité des pistes, jeu diamétral ou précharge) et conditions de service (type de chargement, vitesse

angulaire de pilotage).

L'introduction dans la modélisation discrète d'un modèle rhéologique du lubrifiant de type piézo-visco-élastique a contribué à l'identification de l'épaisseur de film fluide aux contacts billes/pistes de roulement en régime Élasto-Hydro-Dynamique (EHD). La simulation en dynamique et conditions EHD des roulements 6208 et 7208 fournit en temps réel une information sur l'évolution de l'épaisseur de film fluide à différents stades de pilotage en rotation (démarrage, stationnaire et arrêt), et à différentes zones du roulement (chargée, non chargée, préchargée). Ces informations recueillies au plus près du contact lubrifié fournissent à chaque instant l'état de la lubrification aux interfaces de contact dans le roulement (éléments roulants/pistes de roulement), selon le formalisme de la courbe de Stribeck différenciant les trois principaux régimes de lubrification (limite, mixte et HD).

La surveillance des roulements, quelle que soit la technique utilisée, est le seul moyen qui permet de diagnostiquer l'état du roulement de manière plus ou moins efficace. Environ 80% des pannes dans les équipements tournants sont dues à une lubrification défailante. Une lubrification maîtrisée des roulements est, par conséquent, capitale pour assurer leur bon fonctionnement et préserver leur durée de vie. Le challenge est donc de pouvoir quantifier la quantité de lubrifiant au contact élément roulant/piste de roulement afin de diagnostiquer son régime de lubrification. Vu le caractère diélectrique de la plupart des lubrifiants, la mesure expérimentale de la capacitance du film fluide du contact lubrifié, s'est révélée un indicateur pertinent pour identifier le régime de lubrification dans le roulement. Sur le plan numérique, l'implémentation d'un modèle capacitif dans la modélisation discrète des roulements à billes a mis en évidence la corrélation entre la capacitance électrique du contact lubrifié et l'état mécanique du roulement (chargement, précharge), résultat en accord avec les mesures expérimentales. Par ailleurs, la simulation de la réponse électrique du roulement en service a permis d'identifier la nature du régime de lubrification par rapport à la valeur simulée de la capacitance électrique équivalente. On peut conclure que l'implémentation d'une formulation multiphysique locale au niveau du contact lubrifié, couplant propriétés rhéologiques et diélectriques du lubrifiant, a confirmé la pertinence de la mesure capacitive et le potentiel de l'outil numérique (modèle discret de roulement à billes) à prédire en conditions de service le régime de lubrification du roulement.

Perspectives

Plusieurs perspectives peuvent être esquissées au terme de cette thèse afin de poursuivre et enrichir les développements numériques réalisés. Ci-après sont listées deux pistes, respectivement sur le court et moyen termes, qui méritent

d'être explorées :

Modèle de bagues déformables (court terme)

La prise en compte de l'élasticité des bagues va, bien sûr enrichir la modélisation actuelle, puisqu'elle permet de substituer le modèle de roulement à bagues élastiques au modèle purement rigide. Elle va surtout permettre d'évaluer le champ de contraintes dans les bagues et de mieux quantifier la déformation au niveau du contact élément roulant/piste de roulement. Le concept de bague élastique considérée comme un système multi-contact constitué de particules (circulaires/sphériques) cohésives, tel que l'a proposé Charles Machado dans ses travaux de thèse [Machado 2015a], a permis d'enrichir la description de l'interface de contact (interface multi-contact), et surtout de suivre l'historique des contraintes dans les bagues en dynamique. D'un point de vue numérique, l'accès à cette grandeur mécanique ouvre la voie à l'étude de l'endommagement. Toutefois, pour réduire la forte disparité du champ de contraintes simulé dans un système multi-contact cohésif, on pourrait se servir des techniques de lissage permettant d'atténuer ces effets [Moukadiri 2019, Leclerc 2021].

Modélisation de l'endommagement des pistes de roulement (moyen terme)

La deuxième piste de développement qui peut être envisagée s'inscrit dans la continuité de la première, et a pour objectif la modélisation de la dégradation des pistes de roulement par écaillage. La modélisation macroscopique du roulement proposée dans cette thèse est, toutefois, inadaptée pour décrire l'endommagement des pistes de roulement. En effet, il faut une échelle de description au plus près de l'interface de contact bille/piste de roulement, là où les prémices de l'écaillage sont observables localement. Une modélisation multi-échelle (hybride) combinant deux échelles pourrait être une solution, qui permettrait une description de l'interface de contact adaptée à sa topologie ainsi qu'aux interactions tribologiques qu'elle abrite (frottement, discontinuité, hétérogénéité, débris, fluide, etc.). On pourrait par exemple s'appuyer sur les travaux de thèse d'Haddad [Haddad 2016] sur la modélisation multi-échelle de l'interface de contact basée sur le concept d'un couplage discret-continu (MED-MEF). Ce concept permet de raffiner la description au niveau des zones fortement discontinues par la MED, et de décrire grossièrement le reste du milieu par la MEF. Concernant l'usure des pistes de roulement, les modèles d'endommagement mis en place par Leclerc [Leclerc 2017] pour étudier l'initiation et propagation de fissures dans les matériaux homogènes et hétérogènes (modélisation par la MED), pourraient être testés pour modéliser la dégradation des pistes de roulement.

Annexes

Code de calcul MULTICOR3D

A.1 Subroutine en Fortran 95 pour la simulation de la capacitance du roulement 6208

```

SUBROUTINE CAPACITANCE(ib,rpm,time)
!
!
implicit none
!
CHARACTER*128 messerr
!
INTEGER*4 ib,j,sphere,paroi,contact,divers,i
INTEGER*4 contact_mapa,contact_nocandj,contact_norcont
INTEGER*4 ipas,scontac,mater,contact_depcun
INTEGER*4 sphere_nbcont,sphere_nocont,nbcont,tbcont(100),nn(2)
REAL*8 fc(3),mp(3,12),anginn,angout,pi,dielec,PA04,AV0
REAL*8 ehdflluio(6),ehdflluui(6),rpm,time,norm,rho
REAL*8 capout,capinn,permv,cflood,Rb,prair,ccav,dieleci,dieleco
REAL*8 ceqi,ceqo,ctot,depcun(3),presshz(2,60),speedent(2,60)
REAL*8 airehz(2,60),hcentral(2,60),ceqio,rhofluid(2,60)
REAL*8 ceqdielc,deforhz(2,60)
!
COMMON /contact/ contact
COMMON /sphere/ sphere
COMMON /paroi/ paroi
COMMON /divers/ divers
COMMON /scontac/ scontac
COMMON /mater/ mater
!!
call numcompo(contact,'MAPA_...',contact_mapa)
call numcompo(contact,'NOCANDJ_...',contact_nocandj)
call numcompo(contact,'NORCONT_...',contact_norcont)
call numcompo(contact,'DEPCUN_...',contact_depcun)
call numcompo(sphere,'NBCONT_...',sphere_nbcont)
call numcompo(sphere,'NOCONT_...',sphere_nocont)
!

```

```

call pickname(scontac,1,'IPAS_####',ipas)
!
pi=4.d+0*datan(1.d+0)
!
PA04 = 0.8190           ! Densite du PA04 (Polyalphaolefin) !
AV0 = 0.327585693     ! Facteur fonction du Nb d'Avogadro (PA04) !
permv = 8.854187      ! PicoFarad par unite de longueur (metre-1) !
prair = 1.0006        ! Permittivite relative de l air !
Rb = 0.0063           ! Rayon de l element roulant !
Z = 9                 ! Nb elements roulants (billes) !
!
call picknum(sphere,ib,sphere_nbcont,nbcont)
call picknum(sphere,ib,sphere_nocont,tbcont)
!
anginn=0.d+0
angout=0.d+0

do i=1,nbcont
call picknum(contact,tbcont(i),contact_nocandj,nn)
!
! ----- !
! EHD CONTACT WITH INNER RACE !
! ----- !

if(nn(1).EQ.paro1.AND.nn(2).EQ.2) then

call picknum(contact,tbcont(i),contact_mapa,mp)
call picknum(contact,tbcont(i),contact_depcun,depcun)

norm=dsqrt(mp(1,1)**2+mp(1,3)**2)
mp(1,1)=mp(1,1)/norm
mp(1,3)=mp(1,3)/norm

if (mp(1,1).GT.0.) anginn=180*(-pi+dacos(mp(1,3)))/pi
if (mp(1,1).LT.0.) anginn=180*(pi-1.*dacos(mp(1,3)))/pi

call pickname(divers,1,'EHDFLUII',ehdfluii)

rho = PA04*(0.59*1.d+9+1.34*ehdfluii(4))
rho = rho/(0.59*1.d+9+ehdfluii(4))
dielec = (2.*AV0*rho+1)/(1.-AV0*rho)
capinn = permv*dielec*ehdfluii(5)/ehdfluii(3)

```

```

cfllood = permv*dielec*0.75*(pi*(Rb**2) - ehdflluii(5))
cfllood = cfllood/(ehdflluii(3)+ehdflluii(6))

ccav = (ehdflluii(3)/dielec) + (ehdflluii(6)/prair)
ccav = permv*0.25*(pi*(Rb**2) - ehdflluii(5))/ccav

!
! capinn : electrical capacitance of the fluid film
!

ceqi = capinn

open(32,file='RESULT/CAPA_INN',
1  status='old',form='formatted',access='append')
write(32,10300) ehdflluii(4)*1.d-9,ehdflluii(1),ehdflluii(3),
1  ehdflluii(6),dielec,rho,capinn,anginn,time,ehdflluii(5)
close(32)
endif
!
! ----- !
! EHD CONTACT WITH OUTER RACE !
! ----- !
!
!
if(nn(1).EQ.paro1.AND.nn(2).EQ.1) then

call picknum(contact,tbcont(i),contact_mapa,mp)
call picknum(contact,tbcont(i),contact_depcun,depcun)

norm=dsqrt(mp(1,1)**2+mp(1,3)**2)
mp(1,1)=mp(1,1)/norm
mp(1,3)=mp(1,3)/norm

if (mp(1,1).GT.0.) angout=180*(dacos(mp(1,3)))/pi
if (mp(1,1).LT.0.) angout=180*(-1.*dacos(mp(1,3)))/pi

call pickname(divers,1,'EHDFLUI0',ehdfllui0)

rho = PA04*(0.59*1.d+9+1.34*ehdfllui0(4))
rho = rho/(0.59*1.d+9+ehdfllui0(4))
dielec = (2.*AV0*rho+1)/(1.-AV0*rho)
capout = permv*dielec*ehdfllui0(5)/ehdfllui0(3)

cfllood = permv*dielec*0.75*(pi*(Rb**2) - ehdfllui0(5))

```

```

cflood = cflood/(ehdfluio(3)+ehdfluio(6))

ccav = ehdfluio(3)/dielec + ehdfluio(6)/prair
ccav = permv*0.25*(pi*(Rb**2) - ehdfluio(5))/ccav

!
! capout : electrical capacitance of the fluid film
!

ceqo = capout

open(31,file='RESULT/CAPA_OUT',
1  status='old',form='formatted',access='append')
write(31,10300) ehdfluio(4)*1.d-9,ehdfluio(1),ehdfluio(3),
1  ehdfluio(6),dielec,rho,capout,angout,time,ehdfluio(5)
close(31)
endif
c
enddo
!
!
call pickname(divers,1,'PRESSHZ_',presshz)
call pickname(divers,1,'AIREHZ_',airehz)
call pickname(divers,1,'HCENTRAL',hcentral)
call pickname(divers,1,'RHOFUID',rhofluid)
call pickname(divers,1,'SPEEDENT',speedent)
call pickname(divers,1,'DEFORHZ_',deforhz)

open(33,file='RESULT/CAPA_FILM',
1  status='old',form='formatted',access='append')
!
ctot = 0.d+0
do i=1,(2*Z-1),2
!
if (presshz(1,i).GT.0..AND.presshz(2,i).GT.0.) then
!
call picknum(sphere,i,sphere_nbcont,nbcont)
call picknum(sphere,i,sphere_nocont,tbcont)
do j=1,nbcont
call picknum(contact,tbcont(j),contact_nocandj,nn)
if(nn(1).EQ.paro1.AND.nn(2).EQ.1) then
!
call picknum(contact,tbcont(j),contact_mapa,mp)
!

```

```

norm=dsqrt(mp(1,1)**2+mp(1,3)**2)
mp(1,1)=mp(1,1)/norm
mp(1,3)=mp(1,3)/norm
!
if (mp(1,1).GT.0.) angout=180*(dacos(mp(1,3)))/pi
if (mp(1,1).LT.0.) angout=180*(-1.*dacos(mp(1,3)))/pi
!
rho = PA04*(0.59*1.d+9+1.34*presshz(2,i))
rho = rho/(0.59*1.d+9+presshz(2,i))
rhofluid(2,i) = rho
!
!! cflood = permv*dielec*0.75*(pi*(Rb**2) - airehz(2,i))
!! cflood = cflood/(hcentral(2,i)+deforhz(2,i))
!!
!! ccav = (hcentral(2,i)/dielec) + (deforhz(2,i)/prair)
!! ccav = permv*0.25*(pi*(Rb**2) - airehz(2,i))/ccav

dieleci = (2.*AV0*rho+1)/(1.-AV0*rho)
capinn = permv*dieleci*airehz(2,i)/hcentral(2,i)
!
!         capinn = capinn + cflood + ccav
!
rho = PA04*(0.59*1.d+9+1.34*presshz(1,i))
rho = rho/(0.59*1.d+9+presshz(1,i))
rhofluid(1,i) = rho

!! cflood = permv*dielec*0.75*(pi*(Rb**2) - airehz(1,i))
!! cflood = cflood/(hcentral(1,i)+deforhz(1,i))
!!
!! ccav = (hcentral(1,i)/dielec) + (deforhz(1,i)/prair)
!! ccav = permv*0.25*(pi*(Rb**2) - airehz(1,i))/ccav

dieleco = (2.*AV0*rho+1)/(1.-AV0*rho)
capout = permv*dieleco*airehz(1,i)/hcentral(1,i)
!
!         capout = capout + cflood + ccav
!
ceqio = capinn*capout/(capinn+capout)
ceqdielc = ceqio/dieleci
!
write(33,10400) i,ceqio,ceqdielc,hcentral(2,i)*1.d+09,
1
1
1
1
!
! ctot : Equivalent capacitance of the bearing
!

```

```
ctot = ctot + ceqio
!
endif
enddo
endif
enddo
close(33)
!
open(35,file='RESULT/CAPA_TOT',
1  status='old',form='formatted',access='append')
write(35,10200) ctot,speedent(1,i),time
close(35)
!
do j=1,2
do i=1,60
presshz(j,i) = 0.
enddo
enddo
call putname(ivers,1,'PRESSHZ_',presshz)
call putname(ivers,1,'AIREHZ_',airehz)
call putname(ivers,1,'HCENTRAL',hcentral)
call putname(ivers,1,'RHOFUID',rhofuid)
call putname(ivers,1,'SPEEDENT',speedent)
call putname(ivers,1,'DEFORHZ_',deforhz)
!
return
!
10200 FORMAT(3(E20.8,1x))
10300 FORMAT(10(F20.8,1x))
10400 FORMAT(1(I3,1x),1x,8(F20.8,1x))
!
end
```

Bibliographie

- [ACCOST-UGV 2012] ACCOST-UGV. *Projet de Recherche Région Picardie. Dispositifs innovants pour la détection de l'ACCOSTage outil-pièce dans les procédés d'Usinage à Grand Vitesse*. Rapport technique, 2012. (Cité en pages v, 6, 34, 43 et 45.)
- [Afrasabian 2019] Z. Afrasabian. *Multiscale investigation of caking phenomenon of lactose powders : from physico-chemical aspects to industrial applications*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2019. (Cité en page 66.)
- [Afrassiabian 2020] Z. Afrassiabian, W. Leclerc, M. Guessasma et K. Saleh. *Numerical simulation of mechanical resistance of wet and dry powder cakes*. Powder Technology, vol. 371, pages 45–54, 2020. (Cité en page 66.)
- [Allen 1987] L. Allen et D. Tildesley. *Computer simulation of liquid*, volume 17. Oxford Science Publications, 1987. (Cité en page 48.)
- [André 2014] H. André, F. Girardin, A. Bourdon, J. Antoni et D. Rémond. *Precision of the IAS monitoring system based on the elapsed time method in the spectral domain*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 44, no. 1-2, pages 14–30, 2014. (Cité en page 38.)
- [Antoni 2004] J. Antoni, F. Bonnardot, A. Raad et M. El Badaoui. *Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 18, no. 6, pages 1285–1314, Novembre 2004. (Cité en page 36.)
- [Augeix 2001] D. Augeix. *Analyse vibratoire des machines tournantes*. Technique de l'ingénieur, 2001. (Cité en page 29.)
- [Baetz 1989] P.-M. Baetz. *Rapport V.1 Surveillance vibratoire des groupes hydro-électriques à E.D.F.* In *Machines hydrauliques. Conception et exploitation. Développements récents et Applications aux différents secteurs industriels*. Vingtièmes journées de l'hydraulique. Lyon, 4-6 avril 1989. Tome 5, 1989., Journées de l'hydraulique, 1989. Included in a thematic issue : *Machines hydrauliques. Conception et exploitation. Développements récents et Applications aux différents secteurs industriels*. Vingtièmes journées de l'hydraulique. Lyon, 4-6 avril 1989. (Cité en page 29.)
- [Bair 1979] S. Bair et W. O. Winer. *A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data*. Journal of Lubrication Technology, vol. 101, no. 3, pages 258–264, 1979. (Cité en page 17.)
- [Bartłomiej 2022] A. Bartłomiej, S. Arkadiusz, G. Anthimos, A. Gassner et N. Meier. *Experimental Verification of the Impact of Radial Internal Clearance on a Bearing's Dynamics*. Sensors, vol. 22, no. 17, 2022. (Cité en page 43.)

- [Bauchau 2011] O. A. Bauchau. *Flexible multibody dynamics*, volume 176. Springer, 2011. (Cité en page 42.)
- [Baumung 2020] W. Baumung et V. Baumung. *Application of Machine Learning and Vision for real-time condition monitoring and acceleration of product development cycles*. *Procedia Manufacturing*, vol. 52, pages 61–66, 2020. System-Integrated Intelligence – Intelligent, Flexible and Connected Systems in Products and Production Proceedings of the 5th International Conference on System-Integrated Intelligence (SysInt 2020), Bremen, Germany. (Cité en page 29.)
- [Berro 2010] H. Berro. *A molecular dynamics approach to nano-scale lubrication*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2010. (Cité en pages v et 16.)
- [Betancourt-Parra 2021] S. Betancourt-Parra. *Leonardo da Vinci's tribological intuitions*. *Tribology International*, vol. 153, page 106664, 2021. (Cité en pages v et 11.)
- [Bhasker 2020] B. Bhasker, N. Seetharamaiah et P. Ramesh Babu. *Experimental investigation of hydrodynamic pressure and oil film temperature of surface textured offset halves journal bearing*. *Materials Today : Proceedings*, 2020. (Cité en page 16.)
- [Blodt 2006] M. Blodt, M. Chabert, J. Regnier et J. Faucher. *Mechanical Load Fault Detection in Induction Motors by Stator Current Time-Frequency Analysis*. *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 42, no. 6, pages 1454–1463, 2006. (Cité en page 38.)
- [Bolaers 2004] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet et L. Rasolofondraibe. *Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals*. *Control Engineering Practice*, vol. 12, no. 2, pages 181–190, 2004. (Cité en pages 29 et 36.)
- [Bourbatache 2013a] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny et J. Fortin. *DEM ball bearing model and defect diagnosis by electrical measurement*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 41, no. 1-2, pages 98–112, 2013. (Cité en pages v, 34 et 47.)
- [Bourbatache 2013b] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny et J. Fortin. *DEM ball bearing model and defect diagnosis by electrical measurement*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 41, no. 1-2, pages 98–112, 2013. (Cité en pages vi, 44 et 45.)
- [Bruce 2015] T. Bruce, E. Rounding, H. Long et R.S. Dwyer-Joyce. *Characterisation of white etching crack damage in wind turbine gearbox bearings*. *Wear*, vol. 338-339, pages 164–177, 2015. (Cité en pages 10 et 21.)
- [Brüser 1972] P. Brüser. *Untersuchungen über die elasto-hydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontakten*. Diss. TU Braunschweig, 1972. (Cité en page 139.)

- [Cavallaro 2004] G. Cavallaro. *Modélisation multi-échelle et analyse des roulements à billes à bagues déformables*. PhD thesis, INSA de Lyon, 2004. (Cité en page 39.)
- [Changqing 2006] B. Changqing et X. Qingyu. *Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness*. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 294, no. 1-2, pages 23–48, 2006. (Cité en page 43.)
- [Chapelot 2003] M. Chapelot et A. Richard. *Surveillance des machines tournantes*. Guide d'achat, 2003. (Cité en pages xi et 28.)
- [Chen 2013] B.-Q. Chen, Z.-S. Zhang, Y.-Y. Zi, Z. He et C. Sun. *Detecting of transient vibration signatures using an improved fast spatial-spectral ensemble kurtosis kurtogram and its applications to mechanical signature analysis of short duration data from rotating machinery*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 40, no. 1, pages 1–37, 2013. (Cité en page 36.)
- [Chen 2020] H.-Y. Chen et C.-H. Lee. *Vibration signals analysis by explainable artificial intelligence (XAI) approach : Application on bearing faults diagnosis*. *IEEE Access*, vol. 8, pages 134246–134256, 2020. (Cité en page 36.)
- [Chen 2022a] B. Chen, Y. Cheng, W. Zhang et F. Gu. *Enhanced bearing fault diagnosis using integral envelope spectrum from spectral coherence normalized with feature energy*. *Measurement*, vol. 189, page 110448, 2022. (Cité en page 38.)
- [Chen 2022b] H. Chen, W. Wang, H. Liang et X. Ge. *Observation of the oil flow in a ball bearing with a novel experiment method and simulation*. *Tribology International*, vol. 174, page 107731, 2022. (Cité en page 10.)
- [Chevalier 1998] F. Chevalier, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann et G. Dalmaz. *The Evolution of Lubricant Film Defects in the Starved Regime*. In D. Dowson, C.M. Taylor, T.H.C. Childs, G. Dalmaz, Y. Berthier, L. Flamand, J.-M. Georges et A. A. Lubrecht, éditeurs, *Tribology for Energy Conservation*, volume 34 of *Tribology Series*, pages 233–242. Elsevier, 1998. (Cité en page 10.)
- [Chevalier 1999] R. Chevalier et S. Brasseur. *Retour d'expérience du système PSAD pour la surveillance des grandes machines tournantes à EDF*. 1999. (Cité en page 29.)
- [Chimentin 2009] X. Chimentin, F. Bolaers, L. Rasolofondraibe et J.-P. Dron. *Restoration of a temporal indicator specific to each vibratory sources for a predictive maintenance*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 23, no. 6, pages 1909–1919, 2009. Special Issue : Inverse Problems. (Cité en pages 29 et 36.)
- [Corne 2018] B. Corne, B. Vervisch, S. Derammelaere, J. Knockaert et J. Desmet. *The reflection of evolving bearing faults in the stator current's extended park vector approach for induction machines*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 107, pages 168–182, 2018. (Cité en page 33.)

- [Cubillas 2022] D. Cubillas, M. Olave, I. Llavori, I. Ulacia, J. Larrañaga, A. Zurutuza et A. Lopez. *Semi-analytical methodology to predict fretting damage areas in angular contact ball bearing raceways under variable loading*. *Wear*, vol. 508-509, page 204477, 2022. (Cité en page 41.)
- [Cundall 1979] P. A. Cundall et O. D. L. Strack. *A discrete numerical model for granular assemblies*. *geotechnique*, vol. 29, no. 1, pages 47–65, 1979. (Cité en pages 48 et 65.)
- [Cundall 1988] P. A. Cundall. *Formulation of a three-dimensional distinct element model—Part I. A scheme to detect and represent contacts in a system composed of many polyhedral blocks*. In *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts*, volume 25, pages 107–116. Elsevier, 1988. (Cité en page 50.)
- [De Jalon 2012] J. G. De Jalon et E. Bayo. *Kinematic and dynamic simulation of multibody systems : the real-time challenge*. Springer Science & Business Media, 2012. (Cité en page 42.)
- [De Saxcé 1998] G. De Saxcé et Z.-Q. Feng. *The bipotential method : a constructive approach to design the complete contact law with friction and improved numerical algorithms*. *Mathematical and computer modelling*, vol. 28, no. 4-8, pages 225–245, 1998. (Cité en page 66.)
- [Djebili 2013] O. Djebili. *Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants : Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement*. PhD thesis, 2013. (Cité en pages 28, 35 et 38.)
- [Dominy 1986] J. Dominy. *The Nature of Slip in High-Speed Axially Loaded Ball Bearings*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 200, no. 5, pages 359–365, 1986. (Cité en page 102.)
- [Dowson 2014] D. Dowson et G. R. Higginson. *Elasto-hydrodynamic lubrication : international series on materials science and technology*, volume 23. Elsevier, 2014. (Cité en pages 60 et 138.)
- [Dron 2003] J. P. Dron, F. Bolaers et L. Rasolofondraibe. *Optimisation de la détection de défauts de roulements par débruitage des signaux par soustraction spectrale*. *Mécanique & Industries*, vol. 4, no. 3, pages 213–219, 2003. (Cité en page 36.)
- [Eftekharnejad 2011] B. Eftekharnejad, M. R. Carrasco, B. Charnley et D. Mba. *The application of spectral kurtosis on Acoustic Emission and vibrations from a defective bearing*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 1, pages 266–284, 2011. (Cité en page 36.)
- [El Laithy 2019] M. El Laithy, L. Wang, T. J. Harvey, B. Vierendeel, M. Correns et T. Blass. *Further understanding of rolling contact fatigue in rolling element bearings - A review*. *Tribology International*, vol. 140, page 105849, 2019. (Cité en pages vi et 40.)

- [EROLLING 2017] EROLLING. *Modélisation numérique discrète innovante pour le monitoring électrique des roulements*. Rapport technique, 2017. (Cité en pages vi, 6, 34, 43 et 44.)
- [Ertel 1939] A. M. Ertel. Hydrodynamic lubrication based on new principles, volume 67B. Akad. Nauk SSSR Prikadnaya Matematika I Makhanika, 1939. (Cité en page 16.)
- [Evans 2012] M. H. Evans. *White structure flaking (WSF) in wind turbine gearbox bearings : effects of ‘butterflies’ and white etching cracks (WECs)*. Materials Science and Technology, vol. 28, no. 1, pages 3–22, 2012. (Cité en pages v, 10, 21 et 22.)
- [Flandrin 1998] P. Flandrin. Temps-fréquence, volume 2nde édition. Collection Traitement du signal, Hermes, Paris, 1998. (Cité en page 38.)
- [Fortin 2005] J. Fortin, O. Millet et G. De Saxcé. *Numerical simulation of granular materials by an improved discrete element method*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 62, no. 5, pages 639–663, 2005. (Cité en pages vi et 50.)
- [Greenwood 1999] J. Greenwood et J.-J. Wu. *Elasto-hydrodynamic lubrication of centrally pivoted thrust bearings*. Journal of Physics D : Applied Physics, vol. 28, page 2371, 01 1999. (Cité en page 16.)
- [Grubin 1949] A. N. Grubin. Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces, volume No.30. in Investigation of the Contact of Machine Components, Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering (Moscow), 1949. (Cité en page 16.)
- [Guessasma 2018] M. Guessasma et C. Machado. *Three-dimensional DEM modelling of ball bearing with lubrication regime prediction*. Lubricants, vol. 6, no. 2, page 46, 2018. (Cité en pages 10 et 119.)
- [Guo 2014] Y. Guo, T. Eritenel, T. M. Ericson et Parker R. *vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system*. Sound and Vibration, page 5762–5785, 2014. (Cité en page 30.)
- [Gupta 1984] P. K. Gupta. Advanced dynamics of rolling elements. Springer-Verlag,, 1984. (Cité en pages 41 et 42.)
- [Haddad 2016] H. Haddad, M. Guessasma et J. Fortin. *A DEM-FEM coupling based approach simulating thermomechanical behaviour of frictional bodies with interface layer*. International Journal of Solids and Structures, vol. 20, no. 2, pages 1–20, 2016. (Cité en page 151.)
- [Halminen 2017] O. Halminen, J. F. Aceituno, J. L Escalona, J. Sopenan et A. Mikkola. *A touchdown bearing with surface waviness : A dynamic model using a multibody approach*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics, vol. 231, no. 4, pages 658–669, 2017. (Cité en page 43.)

- [Hamilton 1974] G. M. Hamilton et S. L. Moore. *First Paper : Measurement of the Oil-Film Thickness between the Piston Rings and Liner of a Small Diesel Engine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 188, no. 1, pages 253–261, 1974. (Cité en page 136.)
- [Hammami 2018] M. Hammami, R. Martins, C. Fernandes, J. Seabra, M. S. Abbes et M. Haddar. *Friction torque in rolling bearings lubricated with axle gear oils*. Tribology International, vol. 119, pages 419–435, 2018. (Cité en page 43.)
- [Hamrock 1976] B. Hamrock et D. Dowson. *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part III-Fully Flooded Result*. Journal of Lubrication Technology, vol. 99, 11 1976. (Cité en page 118.)
- [Hamrock 1982] B. J. Hamrock, D. Dowson et T. E. Tallian. *Ball Bearing Lubrication (The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts)*. Journal of Lubrication Technology, vol. 104, no. 2, pages 279–281, 1982. (Cité en pages 16, 58 et 82.)
- [Hamrock 1983] B. J. Hamrock et W. J. Anderson. Rolling-element bearings. For sale by the National Technical Information Service, 1983. (Cité en pages 57, 61, 95 et 118.)
- [Hamrock 2004] B. J. Hamrock, S. R. Schmid et B. O. Jacobson. Fundamentals of fluid film lubrication. 2nd ed. CRC Press Inc, 2004. (Cité en pages 17 et 60.)
- [Harris 1971] T. A. Harris. *An Analytical Method to Predict Skidding in Thrust-Loaded, Angular-Contact Ball Bearings*. Journal of Lubrication Technology, vol. 93, no. 1, pages 17–23, 01 1971. (Cité en page 102.)
- [Harris 2006a] T. A. Harris et M. N. Kotzalas. Advanced concepts of bearing technology : rolling bearing analysis. CRC press, 2006. (Cité en pages 41, 94, 95, 104, 106, 107 et 112.)
- [Harris 2006b] T. A. Harris et M. N. Kotzalas. Essential concepts of bearing technology. CRC press, 2006. (Cité en pages 73, 76, 77, 86, 88, 89 et 91.)
- [Hasan 2004] O. Hasan et A. L. Kenneth. *Estimation of the running speed and bearing defect frequencies of an induction motor from vibration data*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 18, no. 3, pages 515–533, 2004. (Cité en page 29.)
- [He 2020] M. He et D. He. *A new hybrid deep signal processing approach for bearing fault diagnosis using vibration signals*. Neurocomputing, vol. 396, pages 542–555, 2020. (Cité en page 36.)
- [Hersey 1914] M. D. Hersey. *The laws of lubrication of horizontal journal bearings*. Journal of the Washington Academy of Sciences, vol. 4, no. 19, pages 542–552, 1914. (Cité en pages 16 et 17.)
- [Hertz 1896] H. R. Hertz. *Über die Berührung fester elastischer Körper. On the contact of elastic solids, Reine und angewandte Mathematik*. London : (Instruction anglaise dans Miscellaneous papers by H. Hertz) Eds Jones et Schaott, 1896. (Cité en pages 54 et 55.)

- [Houpert 1997] L. Houpert. *A Uniform Analytical Approach for Ball and Roller Bearings Calculations*. Journal of Tribology, vol. 119, no. 4, pages 851–858, 10 1997. (Cité en page 88.)
- [Hunt 1975] K. H. Hunt et F. R. E. Crossley. *Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact*. Journal of applied mechanics, vol. 42, no. 2, pages 440–445, 1975. (Cité en page 59.)
- [Hussain 2020] U. Hussain, E. Elfaki et I. Abuobeida. *CAUSES AND REMEDIES OF BEARING FAILURE IN SUDANESE INDUSTRY*. 09 2020. (Cité en page 24.)
- [Jablonka 2012] K. Jablonka, R. Glovnea et J. Bongaerts. *Evaluation of EHD films by electrical capacitance*. Journal of physics D : applied physics, vol. 45, no. 38, page 385301, 2012. (Cité en page 136.)
- [Jablonka 2018] K. Jablonka, R. Glovnea et J. Bongaerts. *Quantitative measurements of film thickness in a radially loaded deep-groove ball bearing*. Tribology International, vol. 119, pages 239–249, 2018. (Cité en pages 140, 142, 143, 145 et 146.)
- [Jackson 1999] J. D. Jackson. *Classical electrodynamics*, 1999. (Cité en page 138.)
- [Jean 1995] M. Jean. *Frictional contact in collections of rigid or deformable bodies : numerical simulation of geomaterial motions*. In Studies in Applied Mechanics, volume 42, pages 463–486. Elsevier, 1995. (Cité en pages 48 et 66.)
- [Jean 1999] M. Jean. *The non-smooth contact dynamics method*. Computer methods in applied mechanics and engineering, vol. 177, no. 3-4, pages 235–257, 1999. (Cité en page 48.)
- [Johnson 1972] K. L. Johnson, J. A. Greenwood et S. Y. Poon. *A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication*. Wear, vol. 19, no. 1, pages 91–108, 1972. (Cité en page 16.)
- [Jones 1946] A. B. Jones. *Analysis of Stresses and Deflections, New*, 1946. (Cité en page 40.)
- [Jones 1959] A. B. Jones. *Ball motion and sliding friction in ball bearings*. Journal of Basic Engineering, vol. 81, no. 1, pages 1–12, 1959. (Cité en page 40.)
- [Jones 1960] A. B. Jones. *A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions*. Journal of Basic Engineering, vol. 82, no. 2, pages 309–320, 1960. (Cité en pages 40, 97, 101, 102 et 104.)
- [Kang 2012] J.-H. Kang, B. Hosseinkhani et P. E. J. Rivera-Díaz del Castillo. *Rolling contact fatigue in bearings : multiscale overview*. Materials Science and Technology, vol. 28, no. 1, pages 44–49, 2012. (Cité en page 39.)
- [Kania 2006] L. Kania. *Modelling of rollers in calculation of slewing bearing with the use of finite elements*. Mechanism and Machine Theory, vol. 41, no. 11, pages 1359–1376, 2006. (Cité en page 39.)

- [Kerst 2018] S. Kerst, B. Shyrokau et E. Holweg. *A semi-analytical bearing model considering outer race flexibility for model based bearing load monitoring*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 104, pages 384–397, 2018. (Cité en pages vi et 41.)
- [Khadersab 2018] A. Khadersab et S. Shivakumar. *Vibration Analysis Techniques for Rotating Machinery and its effect on Bearing Faults*. Procedia Manufacturing, vol. 20, pages 247–252, 2018. 2nd International Conference on Materials, Manufacturing and Design Engineering (iCMMD2017), 11-12 December 2017, MIT Aurangabad, Maharashtra, INDIA. (Cité en page 29.)
- [Khonsari 1994] M. M. Khonsari et D. Y. Hua. *Thermal Elastohydrodynamic Analysis Using a Generalized Non-Newtonian Formulation With Application to Bair-Winer Constitutive Equation*. Journal of Tribology, vol. 116, no. 1, pages 37–46, 1994. (Cité en page 17.)
- [Kilundu 2011] B. Kilundu, X. Chimentin, J. Duez et D. Mba. *Cyclostationarity of Acoustic Emissions (AE) for monitoring bearing defects*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 25, no. 6, pages 2061–2072, 2011. Interdisciplinary Aspects of Vehicle Dynamics. (Cité en page 36.)
- [Kogan 2017] G. Kogan, J. Bortman et R. Klein. *A new model for spall-rolling-element interaction*. Nonlinear Dynamics, vol. 87, 01 2017. (Cité en pages vi, 42 et 43.)
- [KOYO] KOYO. *Rolling bearing : Failures, Causes and Countermeasures*. Rapport technique. (Cité en page 24.)
- [Kumar 2018] S. Kumar, D. Goyal et S. S. Dhama. *Statistical and frequency analysis of acoustic signals for condition monitoring of ball bearing*. Materials Today : Proceedings, vol. 5, no. 2, Part 1, pages 5186–5194, 2018. 7th International Conference of Materials Processing and Characterization, March 17-19, 2017. (Cité en page 31.)
- [Kumar 2021] R. Kumar et M. Sikandar Azam. *Effect of directionally oriented random roughness on performance of a Rayleigh step bearing operating under Mixed-Elastohydrodynamic Lubrication*. Tribology International, vol. 153, page 106572, 2021. (Cité en page 16.)
- [Kurth 2019] R. Kurth, R. Tehel, T. Päßler, M. Putz, K. Wehmeyer, C. Kraft et H. Schwarze. *Forming 4.0 : Smart machine components applied as a hybrid plain bearing and a tool clamping system*. Procedia Manufacturing, vol. 27, pages 65–71, 2019. 6th ICAFT – International Conference on Accuracy in Forming Technology 25th SFU – Saxon Conference on Forming Technology 6th AutoMetForm – International Lower Silesia – Saxony Conference on Advanced Metal Forming Processes in the Automotive Industry. (Cité en page 29.)

- [Lacroix 2015] S. Lacroix, D. Nélias et A. Leblanc. *Experimental Study of Four-Point Contact Ball Bearing with Deformable Rings*. Tribology Transactions, vol. 58, no. 6, pages 963–970, 2015. (Cité en page 39.)
- [Laha 2017] S. K. Laha. *Enhancement of fault diagnosis of rolling element bearing using maximum kurtosis fast nonlocal means denoising*. Measurement, vol. 100, pages 157–163, 2017. (Cité en page 36.)
- [Lai 2016] J. Lai et K. Stadler. *Investigation on the mechanisms of white etching crack (WEC) formation in rolling contact fatigue and identification of a root cause for bearing premature failure*. Wear, vol. 364-365, pages 244–256, 10 2016. (Cité en page 22.)
- [Leclerc 2017] W. Leclerc, H. Haddad et M. Guessasma. *On the suitability of a Discrete Element Method to simulate cracks initiation and propagation in heterogeneous media*. International Journal of Solids and Structures, vol. 108, pages 98–114, 2017. (Cité en page 151.)
- [Leclerc 2021] W. Leclerc, A. Ammar, D. Moukadiri, T. Dridi et M. Guessasma. *Halo approach to model cracks initiation and propagation in 3D Discrete Element Method simulation of homogeneous and heterogeneous materials*. Composite Structures, vol. 259, page 113222, 2021. (Cité en page 151.)
- [Leenders 1987] P. Leenders et L. Houpert. *Paper XXI(i) Study of the lubricant film in rolling bearings; effects of roughness*. In D. Dowson, C.M. Taylor, M. Godet et D. Berthe, éditeurs, Fluid Film Lubrication – Osborne Reynolds Centenary, volume 11 of *Tribology Series*, pages 629–638. Elsevier, 1987. (Cité en page 136.)
- [Leturiondo 2016] U. Leturiondo, O. Salgado et D. Galar. *Multi-body modelling of rolling element bearings and performance evaluation with localised damage*. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, vol. 18, pages 638–648, 09 2016. (Cité en page 43.)
- [Liu 2011] X. Liu, S. Deng et H. Teng. *Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings*. Trans. Tianjin Univ, vol. 17, pages 20–27, 2011. (Cité en page 59.)
- [López-Uruñuela 2021] F. José López-Uruñuela, B. Fernández-Díaz, F. Pagano, A. López-Ortega, B. Pinedo, R. Bayòn et J. Aguirrebeitia. *Broad review of “White Etching Crack” failure in wind turbine gearbox bearings : Main factors and experimental investigations*. International Journal of Fatigue, vol. 145, page 106091, 2021. (Cité en page 23.)
- [Lostado 2015] R. Lostado, R. F. Martinez et B. J. Mac Donald. *Determination of the contact stresses in double-row tapered roller bearings using the finite element method, experimental analysis and analytical models*. Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 29, no. 11, pages 4645–4656, 2015. (Cité en page 39.)

- [Lu 2006] X. Lu, M. M. Khonsari et E. R. M. Gelinck. *The Stribeck Curve : Experimental Results and Theoretical Prediction*. Journal of Tribology, vol. 128, no. 4, pages 789–794, 2006. (Cité en page 16.)
- [Lund 2010] T. Lund, J. Beswick et S. W. Dean. *Sub-Surface Initiated Rolling Contact Fatigue—Influence of Non-Metallic Inclusions, Processing History, and Operating Conditions*. Journal of Astm International, vol. 7, page 102559, 2010. (Cité en page 23.)
- [Lundberg 1949] G. Lundberg et A. Palmgren. *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. J. Appl. Mech., vol. 16, no. 2, pages 165–172, 1949. (Cité en page 18.)
- [Machado 2015a] C. Machado. *Modélisation et simulation électromécaniques par la MED des systèmes multi-contacts : application à la surveillance des roulements par une mesure électrique*. PhD thesis, 2015. (Cité en pages v, vi, 14, 18, 19, 20, 36, 38, 43, 44, 45, 46, 47, 67 et 151.)
- [Machado 2015b] C. Machado, M. Guessasma et E. Bellenger. *Electromechanical modeling by DEM for assessing internal ball bearing loading*. Mechanism and Machine Theory, vol. 92, pages 338–355, 2015. (Cité en page 47.)
- [Machado 2017] C. Machado, M. Guessasma et E. Bellenger. *An improved 2D modeling of bearing based on DEM for predicting mechanical stresses in dynamic*. Mechanism and Machine Theory, vol. 113, pages 53–66, 2017. (Cité en pages 43, 45 et 48.)
- [Machado 2018] C. Machado, M. Guessasma et V. Bourny. *Electromechanical prediction of the regime of lubrication in ball bearings using Discrete Element Method*. Tribology International, vol. 127, pages 69–83, 2018. (Cité en page 43.)
- [Martin 2013] S. Martin. *Contribution à la modélisation du frittage en phase solide*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013. (Cité en page 66.)
- [Martin 2015] S. Martin, S. Navarro, H. Palancher, A. Bonnin, J. Léchelle, M. Guessasma, J. Fortin et K. Saleh. *Validation of DEM modeling of sintering using an in situ X-ray microtomography analysis of the sintering of NaCl powder*. Comp. Part. Mech., pages 1–8, 2015. (Cité en page 66.)
- [Mary 2016] C. Mary, D. Philippon, N. Devaux, N. Fillot, D. Laurent, S. Bair et P. Vergne. *Bridging high pressure rheology and film-forming capacity of polymer-base oil solutions in EHL*. Tribology International, vol. 93, pages 502 – 510, 2016. 41st Leeds-Lyon Symposium on Tribology - Integrated Tribology. (Cité en page 16.)
- [Masjedi 2015] M. Masjedi et M. M. Khonsari. *On the effect of surface roughness in point-contact EHL : Formulas for film thickness and asperity load*. Tribology International, vol. 82, pages 228–244, 2015. (Cité en pages 16, 61, 118, 137 et 148.)

- [McFadden 1984] P. D. McFadden et J. D. Smith. *Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique — a review*. Tribology International, vol. 17, no. 1, pages 3–10, 1984. (Cité en page 37.)
- [Mindlin 1953] R.D. Mindlin et H. Deresiewicz. *Elastic spheres in contact under varying oblique force*. ASME J. Appl. Mech., vol. 20, pages 327–344, 1953. (Cité en page 54.)
- [Moazen Ahmadi 2015] A. Moazen Ahmadi, D. Petersen et C. Howard. *A nonlinear dynamic vibration model of defective bearings – The importance of modelling the finite size of rolling elements*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 52-53, pages 309–326, 2015. (Cité en page 43.)
- [Monchy 2003] F. Monchy. *La fonction maintenance*. MASSON, 2003. (Cité en page 25.)
- [Moraru 2005] G. Moraru, D. Brun-Picard, M. Ouladsine et S. Mas. *Diagnostic et maintenance prédictive des électrobroches UGV*. Mécanique & Industries, vol. 6, no. 4, pages 425–430, 2005. (Cité en page 27.)
- [Moreau 1988] J. J. Moreau. *Unilateral contact and dry friction in finite freedom dynamics*. In *Nonsmooth mechanics and Applications*, pages 1–82. Springer, 1988. (Cité en pages 48 et 66.)
- [Moukadiri 2019] D. Moukadiri, W. Leclerc, K. Khellil, Z. Aboura, M. Guessasma, E. Bellenger et F. Druésne. *Halo approach to evaluate the stress distribution in 3D Discrete Element Method simulation : Validation and application to flax/bio based epoxy composite*. Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering, Mai 2019. (Cité en page 151.)
- [Müller 1996] D. Müller. *Techniques informatiques efficaces pour la simulation de milieux granulaires par des méthodes d'éléments distincts*. 1996. (Cité en page 50.)
- [Nelias 1994] D. Nelias, P. Sainsot et L. Flamand. *Power Loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads*©. Tribology Transactions, vol. 37, no. 1, pages 83–90, 1994. (Cité en page 102.)
- [Nilesh 2022] W. N. Nilesh et B. R. Hardik. *Condition monitoring and fault detection in roller bearing used in rolling mill by acoustic emission and vibration analysis*. Materials Today : Proceedings, vol. 51, pages 344–354, 2022. CMAE'21. (Cité en page 31.)
- [Noel 2013] D. Noel. *Modélisation et Identification du Comportement Dynamique des Broches UGV à Montages de Roulements Préchargés*. PhD thesis, Université de Nantes, 2013. (Cité en pages 104, 106 et 111.)
- [Nonato 2014] F. Nonato et K. L. Cavalca. *An approach for including the stiffness and damping of elastohydrodynamic point contacts in deep groove ball bearing equilibrium models*. Journal of Sound and Vibration, vol. 333, no. 25, pages 6960–6978, 2014. (Cité en page 43.)

- [NTN] NTN. *Care and Maintenance of Bearings*. Rapport technique. (Cité en page 24.)
- [Omar Farah 2020] S. Omar Farah, M. Guessasma et E. Bellenger. *Digital twin by DEM for ball bearing operating under EHD conditions*. *Mechanics & Industry*, vol. 21, no. 5, 2020. (Cité en pages 140 et 147.)
- [Palmgren 1959] A. Palmgren. *Ball and roller bearing engineering*. Numéro 4th Edition. S.H. Burbank, Philadelphia, 1959. (Cité en page 88.)
- [Patel 2012] V. N. Patel, N. Tandon et R. K. Pandey. *Defect detection in deep groove ball bearing in presence of external vibration using envelope analysis and Duffing oscillator*. *Measurement*, vol. 45, no. 5, pages 960–970, 2012. (Cité en page 38.)
- [Peiret 2018] A. Peiret, F. González, J. Kövecses et M. Teichmann. *Multibody system dynamics interface modelling for stable multirate co-simulation of multiphysics systems*. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 127, pages 52–72, 2018. (Cité en page 42.)
- [Penrose 2012] H. W. Penrose. *Large electric motor reliability : what did the studies really say*. Dreisilker Electric Motors <http://www.mt-online.com/feb2012/large-electric-motor-reliability-what-did-the-studies-really-say>, 2012. (Cité en page 10.)
- [Pouly 2010] F. Pouly. *Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse*. PhD thesis, INSA de Lyon, 2010. (Cité en pages 32 et 38.)
- [Power 2018] Energy & Power. *Wind Turbine Operations and Maintenance Market Analysis By Application (Onshore and Offshore), By Region (North America, Europe, Asia Pacific, Latin America, MEA), And Segment Forecasts, 2018 - 2025*. Rapport technique, 2018. (Cité en page 10.)
- [Prabhakaran Nair 2007] K. Prabhakaran Nair, V. P. Sukumaran Nair et N. H. Jayadas. *Static and dynamic analysis of elastohydrodynamic elliptical journal bearing with micropolar lubricant*. *Tribology International*, vol. 40, no. 2, pages 297–305, 2007. (Cité en page 16.)
- [Qinkai 2019] H. Qinkai, D. Zhuang, X. Xueping, W. Tianyang et C. Fulei. *Stator current model for detecting rolling bearing faults in induction motors using magnetic equivalent circuits*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 131, pages 554–575, 2019. (Cité en page 34.)
- [Rai 2007] V. K. Rai et A. R. Mohanty. *Bearing fault diagnosis using FFT of intrinsic mode functions in Hilbert–Huang transform*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 21, no. 6, pages 2607–2615, 2007. (Cité en page 29.)
- [Randall 2011] R. B. Randall et J. Antoni. *Rolling element bearing diagnostics—A tutorial*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 2, pages 485–520, 2011. (Cité en page 36.)
- [Russell 2022] T. Russell et F. Sadeghi. *The effects of lubricant starvation on ball bearing cage pocket friction*. *Tribology International*, vol. 173, page 107630, 2022. (Cité en page 41.)

- [Salem 2018] A. Salem, A. Saleh, S. Sassi et J. Renno. *Time-Domain Based Quantification of Surface Degradation for Better Monitoring of the Health Condition of Ball Bearings*. *Vibration*, vol. 1, pages 172–191, 09 2018. (Cité en page 35.)
- [Sanni 2006] I. Sanni. *Modélisation et simulation bi et tridimensionnelles de la dynamique unilatérale des systèmes multiconces de grandes tailles : application aux milieux granulaires*. PhD thesis, Université de Picardie Jules Verne, 2006. (Cité en page 66.)
- [Santos 2020] N. Duarte Souza Alvarenga Santos, V. Rückert Roso et M. Tulio C. Faria. *Review of engine journal bearing tribology in start-stop applications*. *Engineering Failure Analysis*, vol. 108, page 104344, 2020. (Cité en page 10.)
- [Sapietová 2016] A. Sapietová et V. Dekáš. *Dynamic analysis of rotating machines in MSC.ADAMS*. In *The 20th International Conference : Machine Modeling and Simulations, MMS 2015*, pages 143–149, 2016. (Cité en page 10.)
- [Sassi 2008] S. Sassi, B. Badri et M. Thomas. *Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar indicators*. *International journal of COMADEM*, vol. 11, no. 3, page 36, 2008. (Cité en page 36.)
- [Satheesh 2017] S. Satheesh, V. V. K. Mohan Kumar et A. Kumar Halder. *Static Analysis of Rolling Bearing Using Finite Element Analysis*. *International Journal of Research*, vol. 4, pages 152–158, 2017. (Cité en page 39.)
- [Scurria 2020] L. Scurria, J. Cavalaglio Camargo Molano, P. Jiránek, T. Tamarozzi et D. Fauconnier. *Rolling Element Bearings - Advanced Modeling for Multibody Simulations*. 04 2020. (Cité en page 43.)
- [Sherrington 1985] I. Sherrington et E.H. Smith. *Experimental methods for measuring the oil-film thickness between the piston-rings and cylinder-wall of internal combustion engines*. *Tribology International*, vol. 18, no. 6, pages 315–320, 1985. (Cité en page 136.)
- [SIGNATELEC 2015] SIGNATELEC. *Projet de Recherche Région Picardie. Nouveaux outils de détections des défauts de roulement par mesure des SIGNATURES ELECTRIQUES locales et simulation numérique*. Rapport technique, 2015. (Cité en pages vi, 6, 34, 43 et 44.)
- [Sjoväll 1933] H. Sjoväll. *The Load Distribution within Ball and Roller Bearings under Given External Radial and Axial Load*. *Teknisk Tidskrift*, pages 97–102, 1933. (Cité en page 88.)
- [SKF 2017] SKF. *Bearing damage and failure analysis*. Rapport technique, 2017. (Cité en pages v, 24 et 25.)
- [Sol-Sánchez 2021] M. Sol-Sánchez, J. M. Castillo-Mingorance, F. Moreno-Navarro, T. Mattinzioli et M. C. Rubio-Gámez. *Piezoelectric-sensored sustainable pads for smart railway traffic and track state monitoring : Full-scale laboratory tests*. *Construction and Building Materials*, vol. 301, page 124324, 2021. (Cité en page 29.)

- [Souhayb 2019] K. Souhayb. *Diagnostic Vibratoire Autonome des Roulements*. PhD thesis, INSA de Lyon, 2019. (Cité en page 35.)
- [Stack 2004] J. R. Stack, T. G. Habetler et R. G. Harley. *Fault classification and fault signature production for rolling element bearings in electric machines*. IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 3, pages 735–739, 2004. (Cité en page 10.)
- [Stribeck 1907] R. Stribeck. *Ball bearings for various loads*. Trans. ASME, vol. 29, pages 420–463, 1907. (Cité en pages 16 et 119.)
- [Sumith 2022] S. Sumith et A. Gupta. *Design and parametric study of flexible ball bearings : A finite element approach*. Materials Today : Proceedings, vol. 56, pages 257–262, 2022. International Conference on Materials, Machines and Information Technology-2022. (Cité en page 39.)
- [Takabi 2013] J. Takabi et M. M. Khonsari. *Experimental testing and thermal analysis of ball bearings*. Tribology International, vol. 60, pages 93 – 103, 2013. (Cité en page 32.)
- [Tallian 1967] T. E. Tallian. *Paper 14 : Rolling contact failure control through lubrication*. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, volume 182, pages 205–236. SAGE Publications Sage UK : London, England, 1967. (Cité en page 118.)
- [Tallian 1972] T. E. Tallian. *The theory of partial elastohydrodynamic contacts*. Wear, vol. 21, no. 1, pages 49–101, 1972. (Cité en page 16.)
- [Tandon 1999] N. Tandon et A. Choudhury. *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings*. Tribology International, vol. 32, no. 8, pages 469–480, 1999. (Cité en page 35.)
- [Tavner 2008] P. Tavner, L. Ran, J. Penman et H. Sedding. *Condition monitoring of rotating electrical machines*, volume 56. IET, 2008. (Cité en page 10.)
- [Thornton 1988] C. Thornton et C. W. Randall. *Applications of theoretical contact mechanics to solid particle system simulation*. In Studies in Applied Mechanics, volume 20, pages 133–142. Elsevier, 1988. (Cité en page 55.)
- [Thornton 2013] C. Thornton, S. J. Cummins et P. W. Cleary. *An investigation of the comparative behaviour of alternative contact force models during inelastic collisions*. Powder technology, vol. 233, pages 30–46, 2013. (Cité en pages 54 et 55.)
- [Thorsen 1999] O. V. Thorsen et M. Dalva. *Failure identification and analysis for high-voltage induction motors in the petrochemical industry*. IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 35, no. 4, pages 810–818, 1999. (Cité en page 10.)
- [Toumi 2018] M. Y. Toumi, S. Murer, F. Bogard et F. Bolaers. *Numerical simulation and experimental comparison of flaw evolution on a bearing raceway : Case of thrust ball bearing*. J. Comput. Des. Eng., vol. 5, pages 427–434, 2018. (Cité en pages vi, 39 et 40.)

- [Trajin 2009] B. Trajin. *Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes*. Theses, Institut National Polytechnique de Toulouse - INPT, D?embre 2009. (Cité en pages 10 et 33.)
- [Trajin 2020] B. Trajin. *Modulations diagnosis of asynchronous motors stator current in case of load torque oscillations*. In Prognostics and System Health Management Conference (PHM), May 2020. (Cité en page 38.)
- [Tsuji 1992] Y. Tsuji, T. Tanaka et T. Ishida. *Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe*. Powder technology, vol. 71, no. 3, pages 239–250, 1992. (Cité en page 55.)
- [Uyama 2011] H. Uyama. *The mechanism of white structure flaking in rolling bearings*. In National renewable energy laboratory wind turbine tribology seminar, 2011. (Cité en page 23.)
- [Vegter 2010] R. H. Vegter et J. T. Slycke. *The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings*. Journal of Astm International, vol. 7, page 102543, 2010. (Cité en page 22.)
- [Vencl 2017] A. Vencl, V. Gašić et B. Stojanović. *Fault tree analysis of most common rolling bearing tribological failures*. In Materials Science and Engineering Conference Series, volume 174 of *Materials Science and Engineering Conference Series*, page 012048, F?rier 2017. (Cité en page 24.)
- [Vijay 2022] A. Vijay et F. Sadeghi. *Rolling contact fatigue of coupled EHL and anisotropic polycrystalline materials*. Tribology International, vol. 169, page 107479, 2022. (Cité en page 40.)
- [Wagner 2017] C. Wagner, A. Krinner, T. Thümmel et D. Rixen. *Full Dynamic Ball Bearing Model with Elastic Outer Ring for High Speed Applications*. Lubricants, vol. 5, no. 2, 2017. (Cité en pages 102 et 106.)
- [Walford 1983] T. L. H. Walford et B. J. Stone. *The sources of damping in rolling element bearings under oscillating conditions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 197, no. 4, pages 225–232, 1983. (Cité en page 60.)
- [Wang 2014a] H.-Q. Wang, W. Hou, G. Tang, H.-F. Yuan, Q.-L. Zhao et X. Cao. *Fault detection enhancement in rolling element bearings via peak-based multiscale decomposition and envelope demodulation*. Mathematical Problems in Engineering, vol. 2014, 2014. (Cité en pages 36 et 38.)
- [Wang 2014b] W.-Z. Wang, L. Hu, S.-G. Zhang, Z.-Q. Zhao et S. Ai. *Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis*. Mechanism and Machine Theory, vol. 82, pages 154–172, 2014. (Cité en pages 41, 102, 104 et 106.)
- [Weibull 1939] W. Weibull. *A statistical theory of the strength of materials*. Proc. of the Royal Swedish Academy, vol. 151, 1939. (Cité en page 18.)

- [Wilson 1979] A. R. Wilson. *The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 193, no. 1, pages 185–192, 1979. (Cité en pages 136 et 137.)
- [Xu 2012] L.-X. Xu, Y.-H. Yang, Y.-G. Li, C.-N. Li et S.-Y. Wang. *Modeling and analysis of planar multibody systems containing deep groove ball bearing with clearance*. Mechanism and Machine Theory, vol. 56, pages 69–88, 2012. (Cité en page 10.)
- [Xu 2014] L.-X. Xu. *Modeling of a deep-groove ball bearing with waviness defects in planar multibody system*. Multibody System Dynamics, vol. 33, 01 2014. (Cité en page 43.)
- [Yong-Han 2006] K. Yong-Han, C. C. T. Andy et M. Joseph. *Condition Monitoring of Low Speed Bearings : A Comparative Study of the Ultrasound Technique Versus Vibration Measurements*. pages 182–191, Jan 1, 2006. (Cité en page 30.)
- [Yu 2022] G. Yu, G. Yan et B. Ma. *Feature enhancement method of rolling bearing acoustic signal based on RLS-RSSD*. Measurement, vol. 192, page 110883, 2022. (Cité en page 31.)
- [Zhang 2016] H. Zhang, S. Lu, Q. He et F. Kong. *Multi-bearing defect detection with trackside acoustic signal based on a pseudo time–frequency analysis and Dopplerlet filter*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 70-71, pages 176–200, 2016. (Cité en page 31.)
- [Zhang 2021] H. Zhang, P. Borghesani, W. A. Smith, R. B. Randall, M. R. Shahriar et Z. Peng. *Tracking the natural evolution of bearing spall size using cyclic natural frequency perturbations in vibration signals*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 151, page 107376, 2021. (Cité en page 29.)
- [Zhaoping 2011] T. Zhaoping et S. Jianping. *The contact analysis for deep groove ball bearing based on ANSYS*. Procedia Engineering, vol. 23, pages 423–428, 2011. (Cité en page 39.)
- [Zheng 2022] J. Zheng, S. Cao, H. Pan et Q. Ni. *Spectral envelope-based adaptive empirical Fourier decomposition method and its application to rolling bearing fault diagnosis*. ISA Transactions, 2022. (Cité en page 38.)
- [Zhiyi 2020] H. Zhiyi, S. Haidong, Z. Xiang, Y. Yu et C. Junsheng. *An intelligent fault diagnosis method for rotor-bearing system using small labeled infrared thermal images and enhanced CNN transferred from CAE*. Advanced Engineering Informatics, vol. 46, page 101150, 2020. (Cité en page 32.)