



HAL
open science

Modélisation et simulation électromécaniques par la MED des systèmes multi-contacts : application à la surveillance des roulements par une mesure électrique

Charles Machado

► To cite this version:

Charles Machado. Modélisation et simulation électromécaniques par la MED des systèmes multi-contacts : application à la surveillance des roulements par une mesure électrique. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Picardie Jules Verne, 2015. Français. NNT : . tel-01804176

HAL Id: tel-01804176

<https://theses.hal.science/tel-01804176v1>

Submitted on 31 May 2018

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.



UNIVERSITE DE PICARDIE JULES VERNE

ECOLE DOCTORALE
Sciences, Technologies et Santé

Thèse N°

Thèse

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE PICARDIE
JULES VERNE

spécialité : mécanique

MEMOIRE

Charles Machado

soutenue le 22 septembre 2015

**Modélisation et simulation électromécaniques par la
MED des systèmes multi-contacts : application à la
surveillance des roulements par une mesure électrique**

JURY :

Rapporteur	Ivan Iordanoff	Professeur, I2M, Arts et Métiers ParisTech
Rapporteur	Daniel Nélias	Professeur, LaMCoS, INSA Lyon
Examinateur	Jean-Paul Dron	Professeur, GRESPI/MAN, URCA
Examinateur	François Girardin	Maître de conférences, LVA, INSA Lyon
Examinateur	Valéry Bourny	Maître de conférences, HDR, LTI, UPJV
Directeur de thèse	Emmanuel Bellenger	Professeur, LTI, UPJV
Co-Encadrant	Mohamed Guessasma	Maître de conférences, HDR, LTI, UPJV
Co-Encadrant	Karl Debray	Professeur, GRESPI/MAN, URCA

Remerciements

Les travaux décrits dans ce mémoire ont été réalisés au sein du Laboratoire des Technologies Innovantes (LTI-EA 3899) de l'Université de Picardie Jules Verne (UPJV) avec le soutien financier de la région Picardie, par le biais du projet SIGNATELEC (2012-2015). Tout d'abord, je voudrais remercier les membres actifs de l'équipe de recherche "Modélisation mécanique et modélisation des phénomènes de transfert" qui m'ont fait confiance et épaulé tout au long de la thèse. Plus particulièrement, mes remerciements s'adressent à Jérôme Fortin, le coordinateur de l'équipe, à Valéry Bourny, à Robert Bouzerar et à Khaled Bourbatache qui m'ont permis de réaliser mon stage de master dans ce laboratoire. Fort de cette expérience de recherche, j'ai alors eu l'occasion de poursuivre mon parcours universitaire en thèse de doctorat. Je remercie ensuite mes encadrants, Emmanuel Bellenger, Mohamed Guessasma et Karl Debray pour m'avoir confié ce sujet extrêmement novateur et pluridisciplinaire. Tout au long de ces 3 ans, j'ai apprécié à la fois l'autonomie qu'ils m'ont laissée et leur présence scientifique qui m'a parfois aidé à clarifier certains points qui m'ont échappés. J'insiste aussi sur leur entière disponibilité, toujours à l'écoute de l'avancée des travaux.

Je voudrais également remercier tous les membres du jury. Monsieur Jean-Paul Dron pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury. Daniel Nélias et Ivan Iordanoff pour avoir accepté la lourde tâche d'être rapporteur. J'ai beaucoup apprécié leur profond investissement et leurs intérêts respectifs pour le travail proposé. François Girardin et Valéry Bourny pour leur travail d'examineur avec les remarques constructives que cela a pu susciter, ouvrant par la même occasion de nouvelles perspectives de recherche.

Je remercie aussi Dominique Hay, le directeur de la Plate forme Technologique INNOVALTECH, José Claudon et Joël Accart qui, à partir d'un cahier des charges exigeant, fixé en réunion de travail ont élaboré un banc de roulement unique et de grande qualité. J'ai d'ailleurs pu profiter de leurs nombreux talents pour mettre en place le volet expérimental de ces travaux.

Je n'oublie pas les conditions de travail privilégiées qui m'ont été offertes au quotidien, dans une ambiance calme et décontractée. Merci à Hamza Haddad et Willy Leclerc avec qui j'ai partagé un bureau et dont l'aide notamment dans les dernières semaines m'a été grandement utile. Je pense aussi à l'environnement immédiat avec les stagiaires de master, Geoffrey Tarjus et Sana Bzioui qui ont travaillé sur le projet SIGNATELEC au cours de la dernière année. Mes collègues du master de physique des matériaux d'Amiens, Eddy Chevalier et Nicolas Foy et Benjamin Carcan qui ont aussi poursuivis en thèse et avec qui j'aimais bien échanger. Enfin, j'adresse mes remerciements à ma famille et à mes amis pour leur soutien sans faille durant toutes mes études.

Résumé

Mots Clés :

Roulement / bague élastique / diagnostic / mesure électrique / éléments discrets / problème de contact /

Des études récentes ont montré qu'une mesure électrique permettait de caractériser les interfaces multi-contacts. Ces recherches initiées dans les milieux granulaires sont transposées dans un cadre technologique dédié au monitoring et au diagnostic des défauts dans les roulements. Cette méthode innovante exploite la richesse et la sensibilité d'une mesure électrique localisée et corrélée à l'état de chargement d'un roulement. Pour démontrer le potentiel de cette méthode, des mesures électriques expérimentales sont effectuées sur un banc de roulements et l'analyse des signaux révèle des similitudes avec les traditionnelles méthodes de surveillance. D'un point de vue numérique, le roulement est modélisé avec la méthode des éléments discrets (MED), d'ordinaire dédiée à l'étude des milieux granulaires, à partir de laquelle le comportement mécanique du roulement en dynamique est reproduit. Une formulation électromécanique est ensuite introduite pour en déduire une grandeur électrique numérique d'un roulement en fonctionnement, à comparer avec l'expérimentation. Des signatures électriques typiques en réponse à des sollicitations complexes (défauts, jeux, balourds, etc) sont étudiées et l'étude du comportement mécanique des bagues ouvre des perspectives intéressantes pour comprendre et modéliser leur endommagement. Alors que de nombreuses études ont été menées sur le suivi vibratoire des roulements, le recours à une méthode électrique localisée, sans capteur, est inexploité et prometteur.

Abstract

Key Words :

Bearing / elastic ring / diagnosis / electrical measurement / discrete elements / contact problem /

Recent studies have shown that an electric measurement made it possible to characterize the multi-contacts interfaces. The research initiated in granular media are transposed in a technological environment dedicated to monitoring and diagnosis of defects in bearings. This innovative method exploits the richness and sensitivity of a localized electrical measurement and correlated to the bearing load status. To demonstrate the potential of this method, experimental electrical measurements are performed on a bench and signal analysis reveals similarities with traditional monitoring methods. From a numerical point of view, the bearing is modeled with the discrete element method (DEM), usually dedicated to the study of granular media, from which the mechanical behavior of the bearing dynamic is well reproduced. Electromechanical formulation is then introduced to derive a numerical electrical quantity of a bearing in operation, compared with the experiment. Typical electrical signatures in response to complex stresses (defects, clearance, imbalance, etc.) are studied. Studies of the mechanical behavior of rings opens interesting perspectives to understand and model their damage. While many studies have been conducted on the vibration monitoring of bearings, the use of a localized electrical method without sensor is still untapped and has promising results.

Table des matières

Remerciements	i
Résumé	ii
Abstract	iii
Tables des matières	viii
Nomenclature	xiv
Introduction	1
1 État de l'art	5
1.1 Généralités	5
1.1.1 Historique	5
1.1.2 Principe	6
1.1.3 Définitions	7
1.1.4 Conception du roulement	8
1.1.4.1 La micro géométrie : les régimes de lubrification	8
1.1.4.2 La macro géométrie : les types de roulements	10
1.1.4.3 Les matériaux	13
1.1.5 La durée de vie	14
1.1.5.1 Notion de fatigue	14
1.1.5.2 La durée de vie nominale	15

1.1.5.3	Les durées de vie corrigées	16
1.1.5.4	Durée de vie d'un ensemble de roulements	17
1.1.6	Origines des dégradations	19
1.1.6.1	Le montage	20
1.1.6.2	Le fonctionnement	22
1.1.6.3	L'environnement	22
1.1.6.4	La lubrification	23
1.1.6.5	Types d'avaries	24
1.2	Existant technique pour la surveillance	25
1.2.1	Les méthodes de mesure	26
1.2.1.1	La mesure vibratoire	27
1.2.1.2	La mesure acoustique	28
1.2.1.3	La mesure de la température	29
1.2.1.4	La mesure des courants moteurs	30
1.2.2	Exploitation des mesures	30
1.2.3	Excitations du roulement	31
1.2.3.1	Défauts de roulement	31
1.2.3.2	Éxitation de balourd	32
1.2.3.3	Autres types d'excitation	32
1.2.4	Moyens d'identification	32
1.2.4.1	Analyse temporelle	33
1.2.4.2	Analyse fréquentielle	34
1.2.4.3	Synthèse	35
1.3	Aspects numériques	36
1.3.1	Modélisation par éléments finis	37
1.3.1.1	Principe	37
1.3.1.2	Limitations	38
1.3.2	Modélisation multibody	39
1.3.2.1	Principe	39
1.3.2.2	Limitations	40
2	De la modélisation d'un milieu granulaire au roulement	42
2.1	Méthode des Éléments Discrets	42
2.1.1	Caractérisation d'un milieu granulaire	43
2.1.2	Principes de la résolution par éléments discrets	46
2.1.2.1	Détection des contacts	46
2.1.2.2	Discrétisation spatiale	47
2.1.2.3	Discrétisation temporelle	48

2.1.3	Loi de comportement locale	49
2.1.3.1	Modélisation d'un milieu discret discontinu	50
2.1.3.2	Modélisation d'un milieu discret continu	53
2.1.3.3	Calcul du pas de temps critique	55
2.2	Code de calcul MULTICOR	55
2.2.1	Développement numérique	57
2.3	Background Électromécanique	58
2.3.1	L'effet Branly	58
2.3.2	Milieu granulaire métallique et lien avec le roulement	59
2.3.2.1	Modèle électrique	60
2.3.2.2	Couplage électromécanique hertzien	61
2.3.2.3	Résolutions numérique et principaux résultats	63
2.4	Banc d'essai	65
2.4.1	Paramètres variables et protocole de mesure	66
2.4.2	Mesures électriques en statique	67
2.4.3	Mesures électriques en dynamique	69
2.4.3.1	Mesures électriques avec un roulement sain	69
2.4.3.2	Mesures électriques modulées	71
2.4.3.3	Mesures électriques en présence d'un défaut	74
2.4.4	Bilan	76
3	Modélisation de l'état mécanique d'un roulement par la MED avec des bagues rigides	79
3.1	Introduction	79
3.2	Modélisation mécanique	80
3.2.1	Notion de rigidité d'un roulement	80
3.2.2	Conséquences sur les surfaces de contact	82
3.3	Description de l'approche discrète	83
3.3.1	Modèle mécanique	85
3.3.1.1	Les raideurs au contact	85
3.3.1.2	L'amortissement et le frottement au contact	88
3.3.2	Mise en charge du roulement	90
3.3.2.1	Précharge	91
3.3.2.2	Charge radiale	91
3.3.2.3	Rotation	92
3.4	Distribution du chargement	92
3.4.1	Détermination de Q_{max} avec les intégrales elliptiques	95
3.4.2	Détermination numérique de Q_{max} et ϵ	96

3.5	Les sensibilités	100
3.5.1	Influence du type de roulement	100
3.5.2	Influence du frottement	102
3.5.3	Influence de la dissipation	104
3.5.3.1	Type de dissipation	104
3.5.3.2	Dissipation fluide	105
3.5.4	Détermination des rigidités	107
3.5.5	Détermination des pressions au contact	109
4	Réponse électromécanique d'un roulement avec des bagues rigides	112
4.1	Introduction	112
4.2	Modèle électromécanique	112
4.3	Réponse électrique d'un roulement idéal	114
4.3.1	Influence du jeu/précharge	114
4.3.2	Influence de la charge radiale	116
4.3.3	Influence de la vitesse	118
4.3.4	Limitations	119
4.4	Réponse électrique d'un roulement sain	120
4.4.1	Influence du jeu/précharge	122
4.4.2	Influence de la charge radiale	123
4.4.3	Influence de la vitesse de rotation	124
4.5	Réponse électrique d'un roulement anormalement chargé	125
4.6	Réponse électrique d'un roulement avec défauts	128
4.6.1	Introduction des défauts	128
4.6.2	Position des défauts	129
4.6.3	Importance des défauts	132
5	Réponse électromécanique du roulement avec des bagues déformables	136
5.1	Introduction	136
5.2	Préparation d'un échantillon	137
5.2.1	Génération d'un échantillon	137
5.2.2	Calibration de l'échantillon	139
5.2.3	Définition du tenseur des contraintes d'un milieu discret	140
5.2.4	Validation du comportement équivalent	141
5.3	Objet de l'étude	142
5.4	Étude du comportement statique	145
5.4.1	D'un point de vue mécanique	145
5.4.2	D'un point de vue électrique	148

5.5	Étude du comportement dynamique	150
5.5.1	D'un point de vue mécanique	150
5.5.2	D'un point de vue électrique	154
	Conclusions et perspectives	155
	Bibliographie	157

Table des figures

1	Genèse du projet SIGNATELEC	3
1.1	Avancées historiques du roulement	6
1.2	Constitution d'un roulement	8
1.3	Illustration du film de lubrifiant à l'interface de contact	8
1.4	Détermination du régime de lubrification	9
1.5	Géométrie d'un roulement à billes	11
1.6	Jeux internes et angle de contact d'un roulement à billes	11
1.7	Charges supportées par un roulement	12
1.8	Sélection d'un type de roulement	12
1.9	Charge dynamique équivalente	16
1.10	Courbe d'équidurée qualitative d'un roulement à billes à contact oblique	16
1.11	Disposition : (a) en tandem (b) en O et en (c) en X (images SKF)	17
1.12	Durées de vie typiques des machines intégrant des roulements	18
1.13	Traces de passage pour une charge radiale verticale avec la bague intérieure tournante et la bague extérieure fixe (image SKF)	20
1.14	Choix des ajustements (NSK)	21
1.15	Conséquence du jeu résiduel sur la durée de vie (NSK)	22
1.16	Avarie causée par (a) un défaut d'alignement au montage (b) une surcharge axiale en fonctionnement (c) un courant électrique important traversant les bagues (environnement) (d) un lubrifiant de viscosité trop faible	24
1.17	Causes et conséquences des anomalies	25
1.18	Les méthodes de maintenance	26

1.19	Montage et signal typique pour une analyse vibratoire	28
1.20	Mesure par ultrason	29
1.21	Thermographie d'un roulement défectueux (source electrocontrol)	29
1.22	Schéma de mesure	30
1.23	Bandes de fréquences typiques d'un roulement	35
1.24	Transformation d'un signal	36
1.25	Modélisation statique d'un élément roulant sous CATIA	38
1.26	Représentation multibody d'un roulement [1]	40
2.1	Différentes échelles de description	45
2.2	Sélection des candidats pour la détection des contacts (a) méthode des grilles (b) halo rectangulaire (c) halo circulaire	47
2.3	Discrétisation spatiale d'un milieu discret	48
2.4	Contact élémentaire	49
2.5	Modélisation du contact entre deux particules	50
2.6	Cône de Coulomb	50
2.7	Milieu continu effectif modélisé par des éléments discrets	53
2.8	Modélisation du contact cohésif	53
2.9	Architecture du code de calcul éléments discrets MULTICOR	56
2.10	Caractéristique courant-tension avec l'Effet Branly	59
2.11	Construction du réseau électrique	61
2.12	Modèle électrique proposé	61
2.13	Contact hertzien entre 2 sphères	62
2.14	Distribution (a) des efforts de contact (b) de l'intensité du courant élec- trique (c) du potentiel électrique	63
2.15	Résistances électriques équivalentes numérique et expérimentale en fonc- tion du chargement d'un empilement granulaire métallique composé de 100 particules	64
2.16	(a) Banc expérimental avec son dispositif de mesure électrique (b) Vue CAO en coupe	65
2.17	Caractéristique Courant-Tension du montage expérimental constitué de deux roulements chargés à l'identique	67
2.18	Résistance électrique d'un roulement statique en fonction du chargement, en (a) Echelle linéaire (b) Echelle logarithmique	68
2.19	(a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, en fonction du chargement (b) Réprésentation fréquentielle (c) Indicateurs statistiques	70

2.20	(a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, en fonction de la vitesse ω_b d'un balourd (b) Représentation fréquentielle (c) Indicateurs statistiques	72
2.21	(a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps pour des chargements différents en Newtons (b) Représentation fréquentielle	73
2.22	(a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps soumis à une modulation d'amplitude du chargement (b) Représentation fréquentielle (c) Indicateur statistique kurtosis	74
2.23	Piste du roulement défaillant	75
2.24	(a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, avec un défaut sur la piste extérieure (b) Représentation fréquentielle	75
2.25	Estimation de la surface de contact dans un roulement (a) en statique et (b) en dynamique	76
2.26	Roulement démonté testé électriquement après 6 mois d'utilisation	78
2.27	Corrosion électrique d'une bague de roulement (NSK)	78
3.1	Roulements réels et modélisations discrètes correspondantes (a) 6208 (b) 7208	80
3.2	Répartition théorique de la charge radiale dans un roulement	81
3.3	Distribution du chargement	83
3.4	Contacts elliptiques	83
3.5	Modélisation mécanique d'un roulement par la MED	84
3.6	Mise en charge du roulement (modèle 7208)	90
3.7	Phases de chargement d'un roulement (a) avec jeu, (b) à jeu nul, (c) avec précharge	93
3.8	Description des indicateurs de chargement et de frottements calculés avec la somme des efforts normaux et tangents	94
3.9	Indicateurs (a) de chargement et (b) de frottement, évalués par bague au cours du temps pour $F_r = 6000$ N et $\omega = 100$ tr/min	95
3.10	Zone de chargement du roulement en fonction de Δ_r pour $F_r = 4000$ N	97
3.11	Distribution du chargement pour $F_r = 4500$ N et $\omega = 500$ rad/s	98
3.12	Nombre de contacts au cours du temps évalué sur la bague intérieure en fonction de Δ_r	99
3.13	Chargement maximum au contact en fonction du jeu/précharge, pour différentes charges radiales, pour un roulement 7208	100
3.14	Répartition angulaire du chargement d'un élément roulant projetée dans la direction du chargement ($-\vec{j}$) pour différents modèles	101

3.15 Répartition angulaire du chargement d'un élément roulant projetée dans la direction du chargement ($-\vec{j}$), pour deux roulement à billes similaires	102
3.16 Influence du frottement sur la mise en rotation des billes de roulement . .	103
3.17 Influence du paramètre de charge ϵ sur la vitesse angulaire d'un élément roulant au cours du temps, à $F_r = 6000$ N et $\omega = 10$ rad/s	104
3.18 Influence de la dissipation après un choc	105
3.19 Epaisseur du film de lubrifiant en fonction (a) de la vitesse (b) du chargement, à $\epsilon = 0.5$	106
3.20 Rigidité (a) d'un roulement 6208 (b) d'un roulement 7208	108
3.21 Approche par la MED	109
3.22 Approche analytique NSK	109
3.23 Répartition de la pression dans une surface de contact décrivant un ellipsoïde	109
3.24 Variation de la pression maximale de contact en fonction du temps pour (a) différents jeux/précharges (b) différentes charges, à $\omega = 500$ rad/s . .	110
3.25 (a) Efforts normaux au contact (b) Surfaces de contact, évalués par bague pour un chargement identique, $F_r = 4500$ N, $\Delta_r = 25 \mu\text{m}$ à $\omega = 500$ rad/s	111
4.1 Contact elliptique sur les pistes du roulement	113
4.2 Contacts électriques dans un roulement avec une cage isolante	113
4.3 Distribution du chargement $F_r = 5820$ N (a) avec jeu $\Delta_r = 24 \mu\text{m}$ (b) à jeu nul $\Delta_r = 0 \mu\text{m}$ (c) avec précharge $\Delta_r = -18 \mu\text{m}$	115
4.4 Distribution (a) du chargement radial (b) du courant électrique (c) du potentiel électrique, pour $F_r = 5820$ N avec $\Delta_r = 24 \mu\text{m}$	115
4.5 (a) Résistance électrique en fonction du temps (b) Résistance électrique moyenne en fonction du paramètre de charge, à $F_r = 5820$ N et $\omega = 500$ rad/s	116
4.6 Distribution du chargement avec $\Delta_r = 0$ pour (a) $F_r = 2000$ N (b) $F_r = 4000$ N (c) $F_r = 6000$ N	117
4.7 Distribution (a) du chargement (b) du courant électrique (c) du potentiel électrique, pour $F_r = 5820$ N avec $\epsilon = 0.5$	117
4.8 (a) Résistance électrique en fonction du temps pour différentes charges radiales à jeu nul (b) Résistance électrique moyenne associée en fonction de la charge radiale	118
4.9 (a) Résistance électrique en fonction du temps (b) Résistance électrique moyenne, pour différentes vitesses de rotation ω avec $F_r = 5820$ N et $\epsilon = 0.5$	119
4.10 (a) Résistance électrique (b) Spectre associé, en fonction du paramètre de charge ϵ , pour $F_r = 6000$ N et $\omega = 10$ rad/s pour un roulement idéal . .	120

4.11 (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs statistiques, en fonction du paramètre de charge ϵ , pour $F_r = 6000N$ et $\omega = 10$ rad/s ($A=1\%$ et $n = 4$) pour un roulement sain	122
4.12 (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs scalaires, en fonction du paramètre de la charge radiale F_r , pour $\epsilon = 0.5$ et $\omega = 10$ rad/s ($n = 4$, $A = 1\%$), pour un roulement sain	123
4.13 (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs scalaires, en fonction de la vitesse ω ($n = 4$, $A = 1\%$), pour $\epsilon = 0.5$ avec $F_r = 6000$ N, pour un roulement sain	124
4.14 Distribution du chargement supporté par un élément roulant perturbé (a) aléatoirement (b) en intensité (c) en direction, pour $F_r = 5820$ N avec $\epsilon = 0.5$	126
4.15 Trajectoire du centre de la bague interne avec (a) F_{rand} (b) F_{cos} (c) F_{dir} , pour $F_r = 5820$ N avec $\epsilon = 0.5$	126
4.16 Résistance électrique en fonction du temps (a) avec F_{rand} (b) avec F_{cos} (c) avec F_{dir} , pour $F_r = 5820$ N avec $\epsilon = 0.5$	127
4.17 Défauts d'écaillage réels	128
4.18 (a) Modélisation des défauts géométriques (b) Fréquences théoriques des défauts géométriques	129
4.19 Résistance électrique numérique d'un roulement au cours du temps avec défauts, pour $F_r = 6000$ N avec $\omega = 10$ rad/s ($n=4$, $A=1$)	130
4.20 Spectres associés à la figure 4.19, pour $F_r = 6000$ N avec $\omega = 10$ rad/s ($n=4$, $A=1$)	131
4.21 Distribution des efforts radiaux perturbés par un défaut sur la bague extérieure	132
4.22 (a) Résistance électrique numérique d'un roulement au cours du temps, pour un défaut BPFO croissant (b) Spectre (c) Indicateurs statistiques	133
4.23 (a) Indicateurs somme des efforts normaux (b) indicateurs somme des efforts tangents, avec un défaut de taille $\delta_r = 24\mu\text{m}$	134
4.24 (a) Vitesses angulaires de la bague et d'un élément au cours du temps (b) Conductance électrique d'un élément roulant au cours du temps	134
5.1 Échantillon granulaire destiné aux bagues par carottage	137
5.2 (a) Distribution angulaire des orientations de contacts (b) Homogénéité de l'empilement par bloc	138
5.3 (a) Variation de ν_M en fonction de r_μ (b) Variation de E_M en fonction de r_μ , pour différentes valeurs de E_μ	139
5.4 Grandeurs relatives à l'évaluation de la contrainte au niveau d'un contact	140

5.5	Superposition du maillage triangulaire sur le milieu cohésif représentant la bague externe associée au palier	141
5.6	Champs des contraintes de Von Mises dans une bague de roulement seule en réponse à un essai en compression (a) par la MED (b) par la MEF . .	142
5.7	Modélisation d'un roulement avec des bagues déformables par une approche "éléments discrets" et couplage électromécanique	143
5.8	Progression du modèle discret du roulement	143
5.9	Description de l'interface élément roulant/bagues pour des "mésoscontacts"	144
5.10	Répartition angulaire du chargement dans la direction verticale (a) avec un palier rigide (b) avec un palier déformable, pour un roulement à cylindres, à jeu nul ($\Delta_r = 0$) pour $F_r = 6000$ N, en statique	145
5.11	Champ des contraintes moyennes de Von Mises à $F_r = 6000$ N (a) avec un palier rigide, (b) avec un palier déformable, par la MED	146
5.12	(a) Maillage du roulement avec les éléments finis (b) Champ des Contraintes de Von Mises pour $F_r = 6000$ N, par la MEF	147
5.13	Contrainte moyenne de Von Mises (a) $F_r = 5000$ N, (b) $F_r = 7000$ N . .	148
5.14	(a) Nombres de mésoscontacts (b) Vitesse angulaire d'un élément roulant et de la bague interne, au cours du temps, évalué(e)s par bague, à jeu nul pour 6000 N, en statique	149
5.15	(a) Résistance électrique au cours du temps, pour différentes charges radiales F_r (b) Chargement transmis au roulement avec $F_r = 6000$ N . . .	149
5.16	Répartition angulaire du chargement dans la direction verticale, à jeu initial supposé nul ($\Delta_r = 0$) pour $F_r = 6000$ N, en dynamique	150
5.17	(a) Nombre de mésoscontacts (b) Vitesse angulaire d'un élément roulant, au cours du temps, à jeu nul pour 6000 N, en dynamique	151
5.18	Champs des contraintes moyennes de Von Mises à $F_r = 6000$ N évaluée en dynamique à différents instants et déformée associée de la bague externe et du palier	152
5.19	(a) Déplacement d'un élément discret modélisant la piste extérieure du roulement (b) Contrainte de Von Mises évaluée au cours du temps dans la maille associée ($F_r = 6000$ N et $\omega = 1000$ rad/s)	153
5.20	(a) Résistance électrique au cours du temps, pour différentes vitesses de rotation ω (b) Chargement transmis au roulement avec $F_r = 6000$ N à $\omega = 1000$ rad/s	154

Nomenclature

α	angle de contact du roulement à contact oblique
δ_n, δ_t	interpénétration normale et tangente au contact [m]
Δ_r et Δ_a	Jeux internes : radial et axial du roulement [m]
Δ_t	pas de temps de calcul [s]
ϵ	paramètre de charge définissant la zone de charge $[-\psi_l, \psi_l]$ [-]
Λ	le paramètre de fluide [-]
μ	coefficient de frottement sec [-]
ω	la vitesse angulaire de la bague interne [rad/s ou tours/min]
ω_B	la vitesse angulaire d'un élément roulant [rad/s]
ω_b	la vitesse de modulation du balourd [tr/min]
$\pm\psi_l$	angle définissant la zone de charge [°]
ψ	position angulaire d'un élément roulant[°]
σ_{eq}	contrainte de Von Mises [MPa]
\vec{u}	vitesse d'interpénétration [m/s]
A	un pourcentage [-]
a, b	demi-axes de l'ellipse de contact [m]
C et C_0	capacités dynamique et statique d'un roulement [N]
C_n et C_t	amortissements visqueux dans les directions normale et tangente [N s/m]
$D_b = 2R_b$	le diamètre d'un élément roulant [m]
$D_{i,o}$	l'alésage des bagues [m]
$d_{i,o}$	le diamètre des pistes, interne (i) et externe (o)[m]
d_m	le diamètre moyen/primitif du roulement [m]
E_μ, I_μ, r_μ	paramètres microscopiques pour la cohésion [Pa][kg.m ²][°]
F	charge appliquée au roulement [N]
F_n et F_t	forces normale et tangente au contact [N]

F_r et F_a	charges radiale et axiale appliquées au roulement [N]
f_-	fréquences des défauts [Hz]
$f_{i,o}$	la conformité des bagues [-]
F_{rand} , F_{cos} et F_{dir}	chargements perturbés [N]
$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$	le module de cisaillement [Pa]
h, h_{min}	épaisseur de fluide dans le contact [m]
J_{max}	densité maximale de courant dans le contact [A/mm^2]
K_n et K_t	raideurs dans les directions normale et tangente [N/m]
l	la longueur d'un cylindre roulant [m]
L_{10}	la durée de vie nominale [10^6 tours]
m_{ij}	le masse réduite des particules i et j [kg]
N_a	le nombre de contacts par bague [-]
P	la charge équivalente radiale donnant la même durée de vie [N]
p, P_{max}	pression et pression maximale au contact [Pa]
Q_ψ	chargement radial transmis par un élément roulant à la position angulaire ψ [N]
$q_{\psi(i)}$	chargement radial du mésocontact i de l'élément roulant à la position ψ [N]
Q_ψ^{eff}	chargement radial effectif transmis par un élément roulant à la position ψ [N]
Q_{max}	chargement radial maximal ($\psi = 0$) [N]
R	résistance électrique [Ω]
$R_{i,o}^c$	le rayon de courbure des pistes, interne (i) et externe (o) [m]
Ra_b et Ra_p	rugosité des éléments roulants et des pistes [μm]
S	surface de contact [mm^2]
t	variable de temps [s]
Z	le nombre d'éléments roulants total [-]

Introduction

Contexte de l'étude

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

La maintenance consacrée aux roulements a conduit à des recherches approfondies avec le développement de nouvelles méthodes utilisant souvent les outils numériques. Différentes techniques de mesure ont été proposées pour la surveillance des roulements. Les phénomènes mesurés sont généralement de nature ondulatoire (vibration et acoustique), on trouve aussi des mesures de la température et des courants moteurs. Parmi ces techniques, l'analyse des vibrations engendrées par les machines constitue l'une des méthodes de maintenance les plus courantes, sous réserve de connaître les outils d'analyse à disposition [2, 3]. Beaucoup de recherches ont été menées avec plusieurs approches pour la détection et le suivi des défauts de roulement par traitement des grandeurs vibratoires, dans le domaine temporel et dans le domaine fréquentiel. L'analyse vibratoire est

couramment utilisée avec succès, et la complémentarité et l'efficacité d'un programme intégrant plusieurs méthodes (vibratoire, acoustique, thermique, courants moteurs, ...) n'est plus à démontrer. Cependant, le suivi des roulements à basse vitesse est plus compliqué à mettre en œuvre avec ces techniques classiques, même si les mesures par ultrasons peuvent apporter des solutions. Il s'agit souvent de roulements de grande taille, très coûteux (application éolienne, pont roulant, ...) où la surveillance reste encore un problème notoire.

Fort de ces constats et en s'inspirant d'études récentes menées au cours de projets pilotés par le Laboratoire des Technologies Innovantes (LTI), avec ACCOST-UGV [4, 5], Touch and Work [6] et TRIBAL [7], nos travaux avec les liens logiques représentés sur la figure 1, ont clairement établi la pertinence des mesures électriques localisées sur les interfaces de contact en dynamique. Bien que non exploitée dans le domaine industriel, la mesure électrique proposée appartient à la spectroscopie d'impédances électriques [8] qui est une technique issue de la physique caractérisant la réponse diélectrique des matériaux. Son potentiel réside, tout comme les méthodes vibratoires, dans sa sensibilité aux différents types de défauts apparaissant dans le roulement. Elle permet aussi de caractériser un chargement mécanique et de localiser les défauts. Le développement d'une telle technique électrique, sans capteur, répond à des enjeux industriels majeurs en terme de mise en œuvre de procédés plus performants.

Pour mener à bien ce nouveau projet, intitulé SIGNATELEC, un banc expérimental permet de réaliser des mesures électriques dédiées au diagnostic, dans les conditions d'utilisation du roulement. Le développement d'une méthode numérique multi-physiques, basée sur la modélisation par éléments discrets (MED) vient compléter cette démarche expérimentale, pour interpréter ces nouvelles mesures. Les possibilités actuelles de cette méthode numérique [9, 10, 11, 12] généralement réservée à l'étude des systèmes multi-contacts de type milieu granulaire, permettent une modélisation mécanique du roulement complet (avec des bagues déformables) en dynamique, tout en conservant une description suffisamment fine des interfaces de contact. L'état mécanique déterminé sert de base à la résolution électromécanique du problème et un modèle de résistance électrique de contact, validé dans les milieux granulaires métalliques [13] est utilisé.

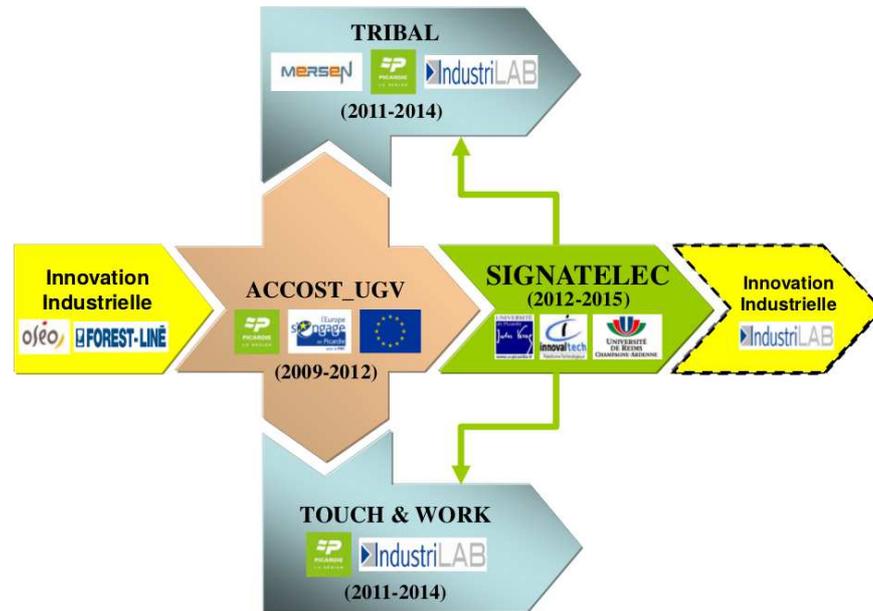


FIGURE 1 – Genèse du projet SIGNATELEC

L'objectif poursuivi et fil conducteur de ce manuscrit se concentre sur le développement d'un nouvel outil dédié à la surveillance des roulements sans capteur qui exploite la sensibilité d'une mesure électrique localisée (courant, tension, impédance), encore in-exploitée. L'idée principale de ce travail est de développer un outil numérique capable de reproduire le comportement dynamique d'un roulement sous charge. A partir de cet état mécanique, en pratique inaccessible, des signatures électriques typiques sont calculées en présence de jeux de montage, de chargements conformes ou non-conformes, de défauts d'écaillages, etc. L'évolution temporelle de l'état mécanique déterminée numériquement fournit aussi des informations précieuses sur les sollicitations mécaniques répétées en dynamique qui amènent à l'endommagement. Ces travaux sont aussi destinés à montrer l'application industrielle. Pour y parvenir, la démarche adoptée fait appel à une communauté scientifique pluridisciplinaire qui réunit des spécialistes de l'analyse vibratoire, des numériciens, des mécaniciens, des physiciens et des expérimentateurs.

Plan général

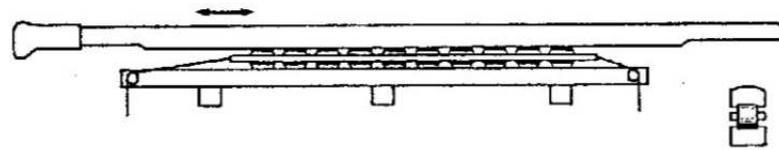
Le plan général adopté dans ce manuscrit s'articule autour de la modélisation numérique du roulement. Un premier chapitre est dédié à des généralités. L'objet de l'étude est détaillé du point de vue de l'ingénierie, avec les avaries classiques rencontrées. Les méthodes classiques de surveillance des roulements sont aussi exposées, avec leurs atouts et leurs inconvénients. L'aspect numérique dédié à la conception du roulement, avec ses limitations est proposé pour clore le chapitre de l'État de l'art. Le deuxième chapitre justifie l'utilisation de la méthode des éléments discrets en vue de modéliser le roulement dans son intégralité. Des caractéristiques physiques communes entre un roulement et un milieu granulaire sont décelées. Une approche expérimentale sur un banc dédié démontre la faisabilité d'une méthode de surveillance d'un roulement, basée sur l'analyse d'une grandeur électrique. Le troisième chapitre est intégralement consacré à la modélisation mécanique d'un roulement par une approche discrète avec des bagues rigides. Les modèles mécaniques et les sollicitations sont détaillés et comparés avec des éléments théoriques. Le quatrième chapitre introduit le couplage électromécanique basé sur la théorie de Hertz. Des signaux électriques numériques, en réponse à différentes sollicitations (charge, jeu, vitesse, défauts, etc) sont évalués et traités. La sensibilité électrique liée à l'état de chargement est particulièrement mise en avant. Le cinquième et dernier chapitre prend en compte la déformabilité d'un montage avec des roulements à bagues déformables. Les conséquences d'un point de vue mécanique et électrique sont investiguées. L'ensemble de ces développements vient enrichir la réponse électrique d'un roulement, en intégrant des phénomènes de plus en plus complexes, au niveau du contact élémentaire. Rendre la modélisation numérique fidèle aux tendances électriques observées expérimentalement est particulièrement recherchée.

1.1 Généralités

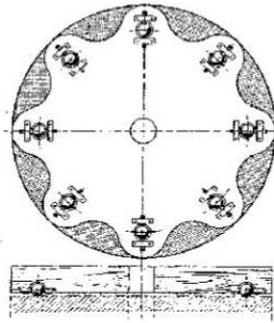
Le roulement est un composant de base, essentiel au fonctionnement de nombreuses machines. Il assure une liaison entre un arbre et un logement. Le contact dit "roulant" remplace alors le contact dit "glissant" des paliers lisses. Le mouvement de rotation est autorisé et assure la mobilité principale. Des degrés de liberté secondaires dans la direction axiale ou de basculement sont aussi possibles selon le type de roulement. En revanche, les translations dans la direction radiale sont communément interdites.

1.1.1 Historique

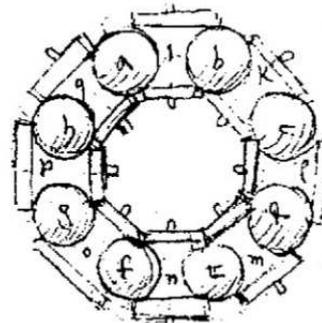
Dès l'antiquité, l'homme a su déplacer des charges lourdes en remplaçant le frottement de glissement par le frottement de roulement, l'effort horizontal de frottement étant diminué d'un facteur de 10 à 20 (figure 1.1). En interposant des rouleaux entre la charge à transporter et le sol, les Assyriens comme les Égyptiens ont posé les bases du composant roulement actuel, pour faciliter le transport des blocs de pierres utilisés pour la construction de leurs édifices. Plus tard, la civilisation Gréco-romaine s'empare de la genèse du concept en l'adaptant à sa technologie militaire, pour des raisons de mobilité. Les historiens citent le Grec Diades comme ayant inventé un bélier sur cage à rouleaux, en 330 avant J.C. Plus tard, le concept aurait servi de support rotatif pour une statue, à l'époque du troisième empereur Romain, Caligula vers l'an 40. Enfin, au XV^{ème} siècle, Léonard de Vinci théorise la géométrie des roulements. Ces écrits sont riches de descriptions détaillées de systèmes de guidages avec des éléments roulants. Entre 1881 et 1885, Heinrich Hertz [14] publie ses travaux sur la déformation des corps en contact qui permet d'améliorer les performances du roulement. La révolution industrielle suivie de l'essor de l'automobile à partir de 1910 rend le roulement omniprésent. Le développement de la



(a) Reconstitution d'un bélière sur cage



(b) Butée à billes romaine



(c) Roulement de De Vinci

FIGURE 1.1 – *Avancées historiques du roulement*

technologie du roulement s'est accéléré avec sa normalisation dans les années 1920. Aujourd'hui, il s'agit d'une pièce de précision et de qualité, présente dans un grand nombre de machines. Plusieurs milliards de roulement sont fabriqués chaque année.

1.1.2 Principe

Le principe du roulement repose sur la notion de liaison mécanique. Une liaison mécanique consiste en l'association de plusieurs pièces liées entre elles par des contacts physiques qui les rendent totalement ou partiellement solidaires, selon les degrés de liberté autorisés. La liaison mécanique est le modèle utilisé pour étudier ces mécanismes en employant des représentations mathématiques qui diffèrent suivant l'aspect étudié. L'étude des mouvements ou des guidages se fait avec la cinématique. L'étude de la transmission d'efforts nécessite à la fois l'aspect statique et l'aspect dynamique. A partir de l'analyse des surfaces de contact entre deux solides, une nomenclature propose 12 types de liaisons normalisées, classées en 2 groupes :

- Les liaisons simples :
 - Liaison ponctuelle ou sphère/plan
 - Liaison linéaire rectiligne ou cylindre/plan

- Liaison linéaire annulaire ou sphère/cylindre
- Liaison rotule, sphérique ou sphère/sphère
- Liaison pivot glissant ou cylindre/cylindre
- Liaison appui plan ou plan/plan
- Les liaisons composées :
 - Liaison pivot
 - Liaison glissière
 - Liaison hélicoïdale
 - Liaison rotule à doigt
 - Liaison complète ou encastrement
 - Liaison nulle ou libre

Les fonctions assurées par un roulement consistent à :

- guider en rotation deux pièces, en interposant des éléments roulants, par une liaison linéaire annulaire ou rotule
- transmettre des forces

Pour cela, les contacts entre ces pièces sont adaptés. Les frottements au contact sont à minimiser pour améliorer les performances. Ainsi, un roulement à billes, à rouleaux ou à galets permet d'assurer la précision du guidage, de faciliter la rotation relative, d'augmenter la durabilité du guidage et surtout de supporter des charges importantes.

1.1.3 Définitions

Le roulement désigne un ensemble de pièces insérées entre les organes mobiles et destiné à minimiser les frottements. Sa constitution est donnée dans la figure 1.2. La bague extérieure se positionne dans le logement (palier) tandis la bague intérieure se positionne sur l'arbre. Des chemins de roulement concaves sont usinés sur les surfaces internes de ces bagues pour accueillir des éléments roulants de formes diverses. La cage assure un intervalle régulier entre les éléments roulants. L'ajout d'un lubrifiant permet de séparer les éléments roulants des chemins de roulement. La lubrification joue un rôle important en évitant l'usure prématurée et le grippage des éléments en contact, elle protège aussi les matériaux du roulement (aciers) contre l'oxydation et dissipe l'énergie thermique. Les lubrifiants utilisés, graisse ou huile, peuvent être de compositions chimiques variées selon les propriétés recherchées.

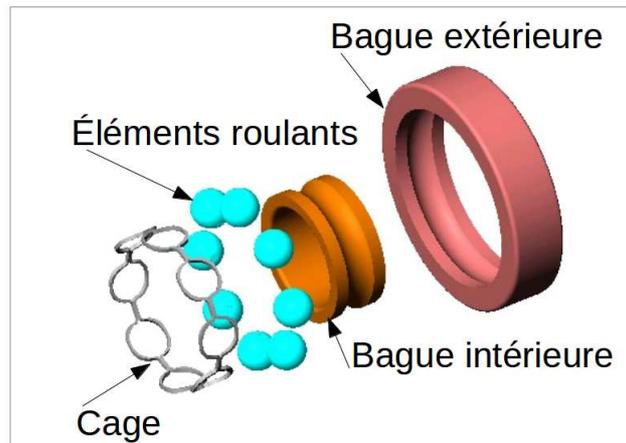


FIGURE 1.2 – Constitution d'un roulement

1.1.4 Conception du roulement

Les performances du composant sont directement liées à sa conception, c'est à dire aux choix des matériaux constitutifs, de la géométrie et de la micro géométrie. Ces composants sont élaborés de telle manière que sous un chargement statique limite, donné par les constructeurs, la déformation permanente totale d'un élément roulant n'excède jamais plus de 0.01 % de son propre diamètre, pour rester dans le domaine de l'élasticité des matériaux et ainsi conserver une bonne tenue en fatigue.

1.1.4.1 La micro géométrie : les régimes de lubrification

Le bon fonctionnement du roulement nécessite d'avoir un frottement de roulement minimum au niveau des contacts "actifs" entre les pistes et les éléments roulants. Les micro aspérités jouent un rôle important et l'utilisation d'un lubrifiant est nécessaire pour accommoder les vitesses au contact, dissiper l'énergie thermique, isoler électriquement le contact, ...

Aujourd'hui, la qualité de la fabrication permet d'obtenir des rugosités arithmétiques

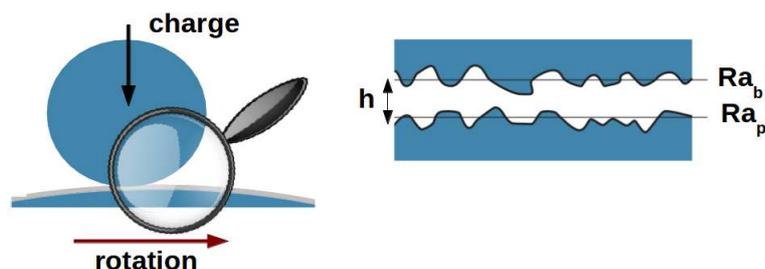


FIGURE 1.3 – Illustration du film de lubrifiant à l'interface de contact

moyennes situées entre $Ra_p = 0.03 \mu\text{m}$ et $Ra_p = 0.05 \mu\text{m}$ pour les pistes et entre $Ra_b = 0.003 \mu\text{m}$ et $Ra_b = 0.005 \mu\text{m}$ pour les éléments roulants, d'après le fabricant NTN-SNR (figure 1.3).

La lubrification entre deux corps solides se distingue par différents régimes. Stribeck [15] a mesuré l'évolution du coefficient de frottement macroscopique μ , dans un roulement en fonction du choix du lubrifiant (caractérisé par sa viscosité absolue η) mais aussi avec les grandeurs à l'interface élément roulant/bague comme la charge (ou la pression de contact p) et la vitesse de rotation ω (figure 1.3). Le nombre de Hersey H_s , sans dimension, est défini comme étant le rapport suivant :

$$H_s = \frac{\eta\omega}{p} \quad (1.1)$$

Les courbes de Stribeck souvent représentées en échelle logarithmique constituent une

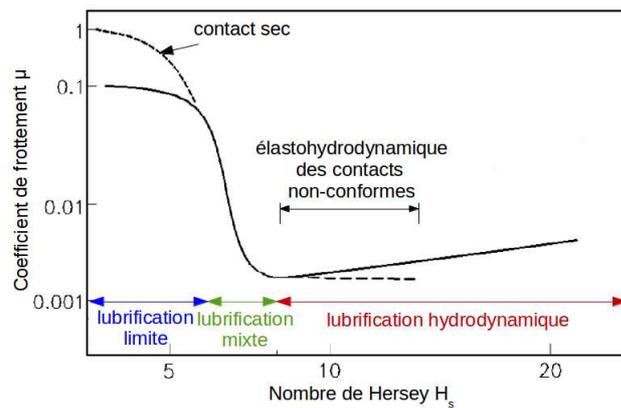


FIGURE 1.4 – Détermination du régime de lubrification

analyse tribologique. La figure 1.4 montre que le film de lubrifiant n'est pas formé ou alors que la rugosité des surfaces en regard l'emporte sur la couche de lubrifiant d'épaisseur h , à l'interface considérée, pour des nombres de Hersey faibles. Le régime de lubrification limite implique que le chargement est principalement supporté par les aspérités au contact d'où la détermination de coefficients de frottement μ importants, de l'ordre de 0.1 à 1. Le régime de lubrification mixte intervient lorsque le lubrifiant recouvre partiellement la rugosité des surfaces. En d'autres termes, l'épaisseur de lubrifiant h devient comparable à la rugosité de contact. Le coefficient de frottement est très sensible dans cette zone tampon. Le chargement est supporté, à la fois par les aspérités au contact et par le lubrifiant. Lorsque le nombre de Hersey est suffisamment grand, le régime hydrodynamique l'emporte et le film de lubrifiant sépare totalement les surfaces en regard. Le chargement est intégralement transmis à travers le lubrifiant. Cette analyse introduit indirectement

le rapport Λ :

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{Ra_b^2 + Ra_p^2}} \quad (1.2)$$

où h désigne l'épaisseur minimale/centrale de fluide au contact.

Si les surfaces s'y prêtent, une couche de lubrifiant suffisamment fine conserve les propriétés élastiques du contact tout en minimisant le frottement, c'est la partie élastohydrodynamique (EHD). Les conditions du contact EHD sont telles que les propriétés physiques du lubrifiant peuvent varier en fonction de la pression de contact (piezo-viscosité), de la température, ... En général, ces variations sont décrites par des modèles déduits de la mécanique des fluides. Les équations de Navier-Stokes sont appliquées au cas des films minces pour donner l'équation de Reynolds, à partir de laquelle, différentes grandeurs locales, comme l'épaisseur de film, deviennent accessibles.

Les premières études permettant d'estimer l'épaisseur du lubrifiant au contact remontent à 1939. Ertel [16] suivi par Grubin [17], en se basant sur la théorie de Hertz [14] et sur la dynamique des fluides, ont décrit la piezoviscosité des lubrifiants. Ces résultats ont amené à l'estimation d'une épaisseur de lubrifiant pour un contact linéique (cylindre/plan). L'apport des travaux de Higginson et Downson [18] sur un plan numérique vient affiner les résultats du problème EHD appliqué au contact cylindre/plan, dans les années 1960. Enfin, la décennie suivante, Hamrock et Downson [19] apportent les solutions numériques au contact elliptique, pour les roulements à billes.

1.1.4.2 La macro géométrie : les types de roulements

Les géométries des roulements sont prévues pour obtenir des contacts roulants minimisant le glissement. Si les éléments roulants sont des billes, les rayons de courbure des chemins de roulement sont calculés de façon à se rapprocher du contact ponctuel, tout en conservant des pressions raisonnables au contact. Une représentation d'un roulement à contact radial, figure 1.5, introduit les principales grandeurs géométriques.

La capacité d'un roulement à supporter des charges dépend en partie du taux d'occlusion entre les rayons de courbure des pistes de roulement dans la direction transverse à la rotation $R_{i,o}^c$ et le rayon d'un élément roulant R_b . La conformité des chemins de roulement $f_{i,o}$ est défini par :

$$f_{i,o} = \frac{R_{i,o}^c}{2R_b} \quad (1.3)$$

La conformité parfaite est de 1/2, lorsque les rayons de courbure sont égaux au rayon de l'élément roulant. Une conformité parfaite implique une forte génération de chaleur

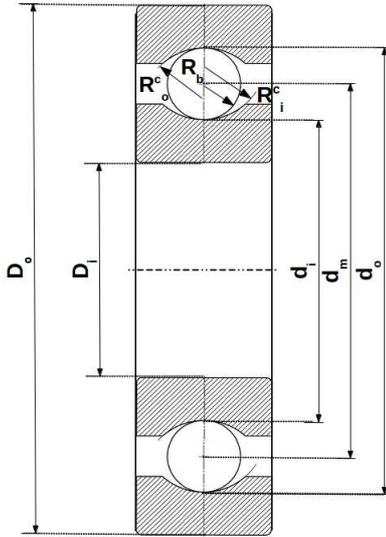


FIGURE 1.5 – Géométrie d'un roulement à billes

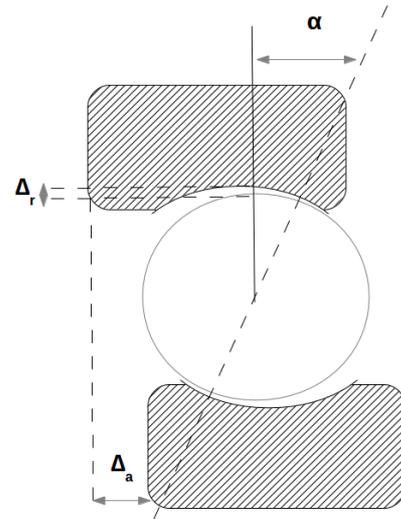


FIGURE 1.6 – Jeux internes et angle de contact d'un roulement à billes

par friction et une pression trop élevée, au contact. D'un autre côté, un rayon de piste trop ouvert tend à réduire la friction mais il s'accompagne d'une augmentation des contraintes. En pratique, les conformités se situent autour de 0.51 et 0.54. De plus, la conformité de la piste de roulement extérieure f_o est légèrement supérieure à la conformité de la piste de roulement intérieure f_i .

Le roulement comporte aussi des jeux internes, illustrés dans la figure 1.6. Un jeu radial Δ_r représente le déplacement relatif à charge nulle d'une bague par rapport à l'autre. Un jeu axial Δ_a désigne le déplacement axial maximum d'une bague par rapport à l'autre sous charge nulle. L'angle de contact α est formé par une ligne qui relie les points de contact des billes dans les chemins de roulement et une ligne perpendiculaire à l'axe du roulement. Il permet à un roulement à contact oblique de supporter des chargements plus importants que son équivalent à contact radial ($\alpha = 0$). Ces jeux internes sont modifiés pour un roulement monté sous charge. L'angle de déversement correspond à une variation de la position angulaire d'une bague par rapport à l'autre. La valeur de cet angle dépend du jeu radial, de la conformité des bagues et de la construction interne du roulement. Les actions mécaniques s'exerçant sur un roulement sont majoritairement représentées par une force résultante F (figure 1.7). On distingue trois cas de figure, selon les composantes radiales F_r et axiales F_a de la force :

$$\vec{F} = \vec{F}_r + \vec{F}_a \quad (1.4)$$

- Chargement purement radial ($F = F_r$) : la direction est perpendiculaire à l'axe de rotation et passe par le centre géométrique du roulement,

- Chargement purement axial ($F = F_a$) : sa direction suit l'axe de rotation du roulement,
- Chargement combiné : une association des cas ci-dessus, passant par le centre géométrique d'un roulement à contact oblique.

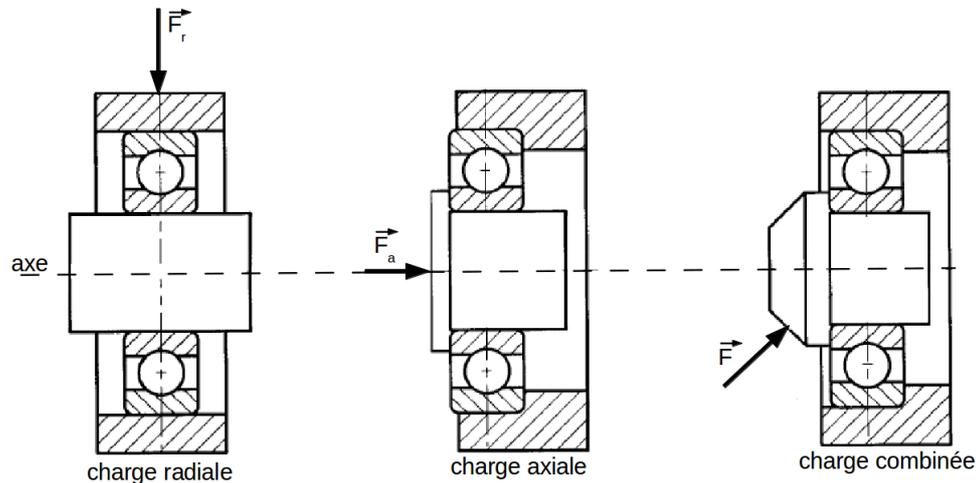


FIGURE 1.7 – Charges supportées par un roulement

La géométrie du roulement contrôle la géométrie du contact. Pour supporter des chargements divers et variés, les roulements sont classés par types. Le choix d'un type plutôt qu'un autre doit en premier lieu optimiser la durée de vie du composant en tenant compte des conditions de fonctionnement (vitesses, chargements, ...), et des conditions liées à l'environnement (température, humidité, ...).

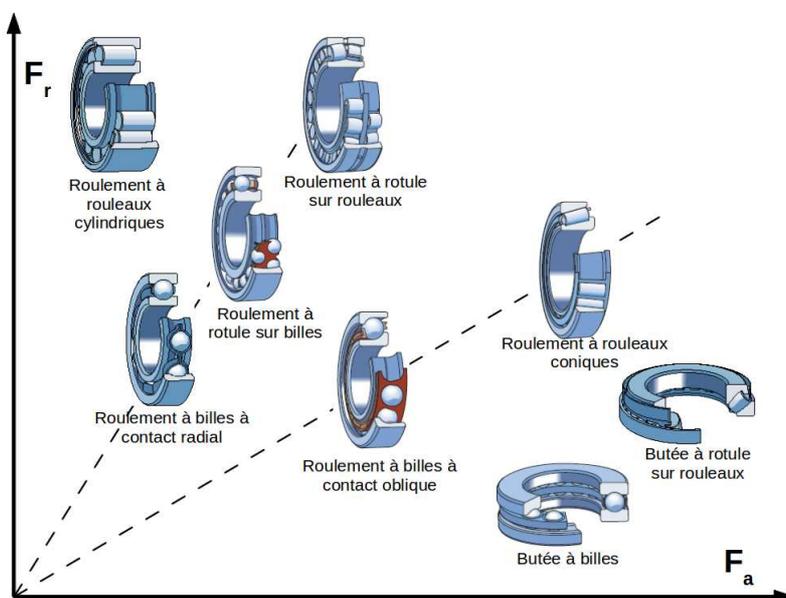


FIGURE 1.8 – Sélection d'un type de roulement

La figure 1.8 permet d'isoler qualitativement le type de roulement le plus adapté, en fonction des chargements à transmettre. Les caractéristiques qui gèrent la capacité de charge d'un roulement sont déduites à partir des propriétés ci-dessous :

- La forme de l'élément roulant : les billes assurent des contacts avec les bagues théoriquement ponctuels mais elles supportent des charges radiales inférieures aux rouleaux cylindriques, coniques, etc qui assurent des contacts théoriquement linéiques.
- 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 adapté aux charges combinées alors que les butées sont plutôt réservées aux charges axiales.

La combinaison de ces possibilités explique la grande variété de roulements présente aujourd'hui. Le roulement à billes à contact oblique est le plus répandu pour sa polyvalence.

1.1.4.3 Les matériaux

La qualité et la propreté inclusionnaire des matériaux utilisés dans la conception d'un roulement jouent un rôle important. En général, de l'acier haute pureté au chrome est utilisé pour sa dureté et sa pureté. Des traitements spécifiques sur les pistes de roulement permettent d'atteindre des duretés superficielles autour de 700-800 MPa (dureté Vickers). Les éléments roulants sont légèrement plus durs.

Les composants d'un roulement sont soumis à d'importantes contraintes, notamment au niveau des pistes du roulement. Le choix du matériau répond à un cahier des charges exigeant d'un point de vue mécanique. Parmi les propriétés recherchées :

- Endurance à la fatigue de contact,
- Dureté élevée,
- Résistance à l'usure,
- Stabilité dimensionnelle,
- Résistance mécanique.

Le choix d'un matériau adapté garantit des capacités de charge élevées et une durée de vie maximum. Les principaux alliages employés dans la réalisation des roulements sont des

aciers de haute qualité, résumés dans le tableau 1.1. D'autres matériaux comme les oxydes d'aluminium, les céramiques sont aussi utilisés pour leur bonne tenue en température au delà de 550 °C. Certaines matières plastiques plus légères que l'acier peuvent aussi être employées. Les cages des roulements sont fabriquées en acier, en polyamide, en bronze,...

Groupes d'aciers	Principales nuances normalisées NF (ISO683-17)
trempe à cœur	100Cr6 ; 100CrMnSi6-4 ; 100CrMo7 ; 100CrMo7-4 ; ...
cémentation	20Cr3 ; 20Cr4 ; 20Cr4-2 ; 19MnCr5 ; 20CrMo4 ; 20NiCrMo7 ; ...
trempe par induction	C56E3 ; 56Mn4 ; 70Mn4 ; 43CrMo4
aciers inoxydables	X47Cr14 ; X65Cr14 ; X108CrMo17 ; X89CrMo V18-1
résistant à chaud	80MoCrV42-16 ; 13MoCrNi42-16-14 ; X75WCrV18-4-1

TABLE 1.1 – Principales nuances d'aciers employées dans la fabrication des roulements

1.1.5 La durée de vie

Il est statistiquement possible de définir la durée de vie d'un roulement. Par définition, la durée de vie établit la longévité en nombre de tours ou en heures d'utilisation d'un roulement, dans des conditions constantes (charges, vitesses) avant l'apparition des premiers signes de détérioration par fatigue. Weibull [20], à travers des études de fiabilité élabore un modèle probabiliste de survie d'un matériau, en fonction du temps. Son modèle implique que les occurrences d'éventuelles défaillances accidentelles sont négligeables devant les défaillances liées au vieillissement du matériau (hypothèse forte).

1.1.5.1 Notion de fatigue

Dans des conditions normales, le composant supporte des charges supérieures à la limite de fatigue. Ces charges entraînent inévitablement la dégradation lente du matériau. Le processus initié en sous-couches, résulte des contraintes de cisaillement cycliques. Les surfaces des pièces en contact roulant sont sollicitées de façon répétée et alternative, dans la direction normale et dans la direction tangente, au plan de contact. Des zones d'adhérence et des zones de micro-glissement se succèdent dans l'aire de contact. Au bout d'un certain temps, relatif à la durée de vie (voir le paragraphe 1.1.5), des fissures se forment et migrent vers les surfaces de contact. Des phénomènes d'arrachement de matière, appelés écaillages, rendent le roulement inutilisable lorsque l'écaillage est trop prononcé. La fatigue de contact est un phénomène complexe étudié dans la littérature à plusieurs échelles de description (mécanique du contact, mécanique de la fatigue et

mécanique de la rupture [21, 22, 23, 24, 25, 26]). A l'interface de contact, le contact roulant se traduit par des sollicitations normales et tangentes répétées et couplées avec des micro-glissements, d'où la nécessité d'utiliser des méthodes numériques adaptées.

1.1.5.2 La durée de vie nominale

Lundberg et Palmgreen [27] se basent sur les travaux théoriques de Weibull pour bâtir leur théorie éponyme, où ils établissent une relation liant la durée de vie avec le chargement supporté par le roulement. La durée de vie nominale correspond à la durée de vie minimale atteinte par 90 % des roulements, d'un échantillon provenant du même lot de fabrication, lors du même essai. En d'autres termes, au bout de la durée L_{10} , 10 % des roulements auront rencontrés une défaillance.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (1.5)$$

où L_{10} est la durée de vie nominale exprimée en millions de tours, avec $n = 3$ pour les roulements à billes et $n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux. C désigne la capacité dynamique/statique de base du roulement qui par définition est la charge supportée pendant 1 million de tours donnant 90 % de chance de survie au roulement. Cette grandeur est donnée dans les catalogues des constructeurs établit selon la norme ISO 281, d'après les expressions 1.6 :

$$C = \begin{cases} f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_b^{1.8} & \text{pour les roulements à billes } (D_b < 25.4 \text{ mm}) \\ f_c (i \cdot l \cdot \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_b^{29/27} & \text{pour les roulements à rouleaux} \\ f_c Z^{2/3} D_b^{1.8} & \text{pour les butées à billes } (D_b < 25.4 \text{ mm et } \alpha = 90^\circ) \end{cases} \quad (1.6)$$

avec f_c , une constante, i , le nombre de rangées, α , l'angle de contact, Z , le nombre d'éléments roulants, $D_b = 2R_b$, le diamètre de l'élément roulant et l , la longueur des rouleaux.

P est une charge radiale équivalente fictive exercée sur le roulement, figure 1.9. Plusieurs combinaisons (F_r , F_a) aboutissent à la même durée de vie L_{10} , comme le montre les courbes d'équidurée, figure 1.10. P s'écrit alors sous la forme d'une combinaison linéaire :

$$P = XF_r + YF_a \quad (1.7)$$

X et Y désignent respectivement le facteur radial et le facteur axial, donnés par les constructeurs.

Remarque : Les grandeurs C , $P(X, Y)$ ont leurs équivalents en statique, C_0 , $P_0(X_0, Y_0)$. Il est recommandé d'utiliser les constantes statiques si l'une des conditions est respectée :

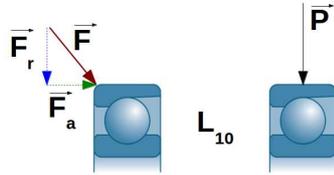


FIGURE 1.9 – Charge dynamique équivalente

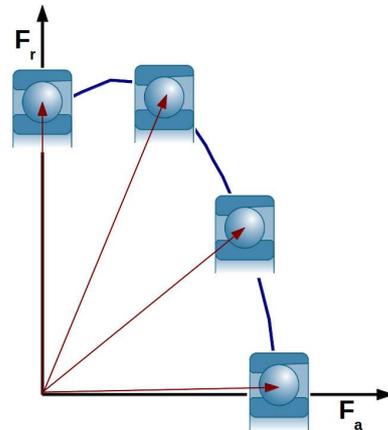


FIGURE 1.10 – Courbe d'équidurée qualitative d'un roulement à billes à contact oblique

- Le roulement est à l'arrêt et il est soumis à une charge continue ou intermittente (chocs),
- Le roulement suit de lents mouvements d'oscillation ou d'alignement sous charge,
- Le roulement sous charge tourne à faible vitesse,
- Le roulement tourne sous charge et supporte des charges avec des chocs importants,

La capacité statique de base C_0 établit selon la norme ISO 76 remplace C , dans l'équation 1.5. C_0 se définit comme étant la charge radiale (axiale pour les butées) qui crée au niveau du contact le plus chargé, une contrainte égale à :

- 4200 MPa pour les roulements et butées à billes (sauf rotule sur billes)
- 4600 MPa pour les roulements à rotule sur billes
- 4000 MPa pour les roulements et butées à rouleaux

Il s'agit d'une charge limite, qui produit une déformation plastique au contact.

1.1.5.3 Les durées de vie corrigées

A partir de la définition de L_{10} , il est possible d'affiner le calcul de durée de vie en variant le critère de fiabilité. Si l'on souhaite évaluer L_n (avec $L_n > L_{10}$), il suffit d'appliquer la formule suivante, en se référant au tableau 1.2 :

$$L_n = a L_{10} \quad (1.8)$$

Fiabilité (en %)	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 1.2 – Facteur de correction relatif à la fiabilité

La norme ISO 281 généralise la notion de durée de vie corrigée, de la façon suivante :

$$L_n = \prod_i a_i \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad (1.9)$$

Le facteur correctif présenté dans l'équation 1.8 est remplacé par un produit de facteurs, ou chaque terme exprime une dépendance (matériaux, température, lubrification, ...). Les principaux roulementiers proposent leur propre calcul de durée de vie. De plus, il existe aussi des méthodes qui permettent de déduire une durée de vie, lorsque le roulement fonctionne dans des conditions variables (par cycles, par intermittences, ...).

1.1.5.4 Durée de vie d'un ensemble de roulements

Un montage typique est généralement constitué de plusieurs roulements. Le montage est dit apparié, pour augmenter la capacité de charge ou pour guider/maintenir l'arbre. Les dispositions en tandem, en O et en X sont adoptées et illustrées dans la figure 1.11.

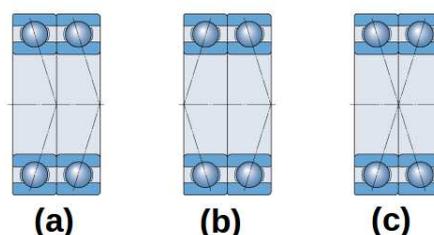


FIGURE 1.11 – Disposition : (a) en tandem (b) en O et en (c) en X (images SKF)

La durée de vie de l'ensemble LE_{10} comprenant n roulements est défini par la relation :

$$LE_{10} = \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{L_{10}^i} \right)^{1.5} \right)^{-1/1.5} \quad (1.10)$$

avec L_{10}^i , la durée de vie d'un roulement i évaluée par la relation 1.5.

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

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

Hamrock [28] fait remarquer que seuls les points 1 à 5 sont considérés dans la théorie de Lundberg-Palmgren [27]. Les approches corrigées tentent d'améliorer ces prédictions. D'après les travaux d'expérimentations, la fatigue du métal ne se produit pas, en deçà d'une charge limite faible. Les composants du roulement pris séparément doivent avoir des durées de vie similaires pour que la durée de vie effective du composant assemblé tende vers une durée de vie optimale.

A titre indicatif, la figure 1.12 donne des ordres de grandeur des durées de vie de plusieurs systèmes avec roulements.

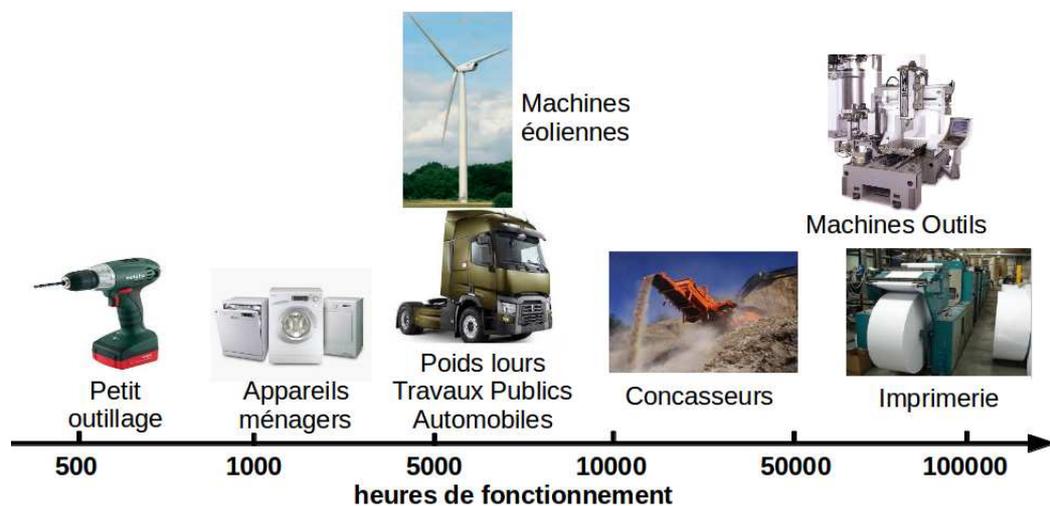


FIGURE 1.12 – Durées de vie typiques des machines intégrant des roulements

1.1.6 Origines des dégradations

D'après la société internationale SDT¹, spécialiste des technologies ultrasons pour la surveillance, il s'avère que moins de 1 % des roulements atteignent la durée de vie théorique prévue. L'évaluation de la durée de vie ne prend en compte que les phénomènes de fatigue inévitables des matériaux. Certains mécanismes viennent fausser cette surestimation de la durée de vie. L'usure prématurée d'un roulement est irréversible et complexe à analyser, plusieurs facteurs de sources variées et interdépendantes sont en cause, parmi lesquels :

- Charges supportées (statiques et dynamiques),
- Chaleur du roulement,
- Vibrations et chocs,
- Milieu de fonctionnement,
- Courant électrique,
- Contraintes de cisaillement,
- Mécanique (qualité de fabrication, ...).

Tant que ces facteurs restent maîtrisés dans certaines limites prévues lors de l'assemblage d'une machine, aucune défaillance (hors fatigue) ne devrait se manifester. Cependant, il s'avère compliqué de gérer simultanément tous ces facteurs à risques. Il est souvent difficile de remonter à la cause initiale d'une dégradation. L'analyse des traces de fonctionnement d'un roulement aide à comprendre le processus de dégradation. Un roulement sous charge développe, après une phase de rodage, un aspect mat sur les pistes de roulement trahissant ses conditions de fonctionnement, figure 1.13. Bien entendu, l'analyse des traces de fonctionnement se fait lorsque le roulement doit être changé, afin de comprendre les mécanismes qui ont amenés à son remplacement. Le roulement étudié est démonté et rendu inutilisable.

1. leader mondial de la technique de mesure par ultrasons

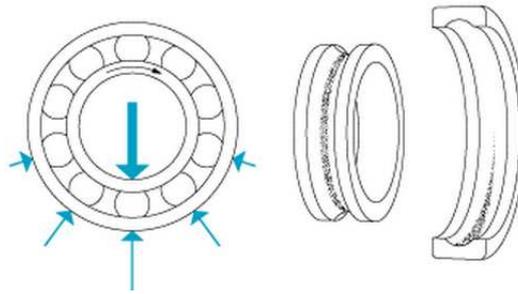


FIGURE 1.13 – Traces de passage pour une charge radiale verticale avec la bague intérieure tournante et la bague extérieure fixe (image SKF)

En supposant que le choix du type de roulement est en adéquation avec l'application visée et que la qualité de fabrication du roulement est normale, les causes d'avaries restantes sont dues à des facteurs extérieurs. Parmi eux, citons le montage inadapté, les spécifications constructeurs non respectées, des jeux mal maîtrisés, un environnement pollué, une lubrification inadéquate, etc.

1.1.6.1 Le montage

Le montage d'un roulement requiert une bonne méthode et de l'attention. Sa durée de vie réelle s'en trouvera améliorée.

- Lieu d'assemblage

Effectuer une opération de montage est un travail de précision qui s'effectue en atelier (et non en laboratoire), en respectant des précautions d'usage et de sécurité. Le roulement à monter a sûrement été longuement stocké, dans son emballage d'origine, à l'abri des vibrations, de la poussière, de l'humidité. Des précautions de stockage négligées ainsi que l'utilisation d'un outillage inadapté pour le montage d'un roulement peuvent occasionner une usure prématurée. Un environnement propre doit permettre de limiter le risque de contamination extérieure par des particules abrasives. Ces particules s'insèrent au niveau des surfaces de contact et dégradent le roulement.

- Choix d'un ajustement

En principe, le montage d'une machine tournante nécessite au minimum deux roulements qui supportent un arbre et le guide axialement et radialement par rapport à un palier. Selon l'application (charges, vitesses,...), le coût et la précision, la conception d'un montage respecte certains critères. L'objectif étant généralement d'améliorer la précision du guidage et de maintenir une durée de vie longue à moindre coût pour le roulement monté,

avec un jeu interne modifié. Le choix des ajustements se fait par bague et dépend des principaux facteurs suivants :

- conditions de rotation,
- l'intensité de la charge,
- jeu interne du roulement,
- conditions de température.

En règle générale, la bague tournante par rapport à la direction de la charge doit être montée avec un ajustement serré sur sa portée, ce qui a pour effet de réduire le jeu initial du roulement. Le choix de l'ajustement doit aussi tenir compte des tolérances des

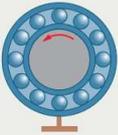
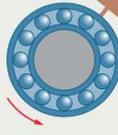
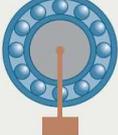
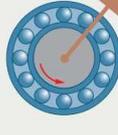
	Analyse de la rotation (fréquence des cas)		Principe de fixation
Charge fixe par rapport à la bague extérieure	Logement et charge fixes (95 %)  Bague intérieure tournante	Logement et charge tournants (0,05 %)  Bague intérieure fixe	Bague intérieure serrée sur l'arbre
	Arbre et charge fixes (3 %)  Bague extérieure tournante	Arbre et charge tournants (1,5 %)  Bague extérieure fixe	

FIGURE 1.14 – Choix des ajustements (NSK)

portées du roulement avec les tolérances des pièces voisines comme l'arbre (creux/plein) et le logement. Le choix des différents ajustements se répercute au niveau du jeu interne résiduel du roulement (sous charge). L'ensemble des ajustements tend à compenser la dilatation thermique pour conduire à un jeu résiduel quasi-nul.

Le jeu résiduel affecte considérablement la durée de vie du composant, comme le montre la figure 1.15. Il conduit à une durée de vie optimale pour un jeu résiduel radial quasi-nul (légèrement préchargé). Ces considérations traduisent implicitement la façon dont le chargement mécanique est réparti dans le roulement. La zone de chargement est optimale lorsque 50 % du roulement est chargé. Elle est augmentée si les ajustements conduisent à un jeu négatif (ou précharge) et diminuée si les ajustements conduisent à un jeu résiduel positif (ou jeu). D'après la figure 1.15, la précharge est plus pénalisante qu'un jeu pour la durée de vie. Cependant, si le montage est soumis à des vibrations et des chocs, les

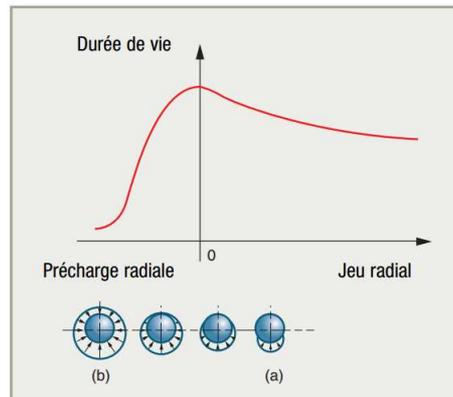


FIGURE 1.15 – Conséquence du jeu résiduel sur la durée de vie (NSK)

ajustements plus serrés seront à privilégier. Un serrage insuffisant facilite la corrosion du contact. Cette analyse reste fondée tant que les bagues sont supposées rigides. Il semble qu'à l'heure actuelle, dans le but de réduire les coûts et l'encombrement des machines, l'hypothèse des bagues rigides peut être remise en cause.

1.1.6.2 Le fonctionnement

Les préconisations du composant doivent être respectées. Un ajustement mal réalisé lors du montage aura des conséquences néfastes lors du fonctionnement du roulement (figure 1.15). Des vibrations internes trop intenses conduisent à la formation d'empreintes brillantes sur les pistes de roulement et un bruit anormal se manifeste. L'écartement entre ces empreintes correspond à la distance entre les éléments roulants. On parle de faux effet Brinell. Un serrage initialement important, un logement ovalisé, des charges importantes dépassant la capacité du roulement ou des vitesses excessives provoquent le grippage puis des écaillages pouvant conduire à la destruction progressive du roulement (fissures puis rupture des bagues). La matière arrachée au sein du roulement va ensuite être laminée et laisser des empreintes. La cage peut aussi s'user prématurément sous ces effets.

1.1.6.3 L'environnement

L'environnement joue un rôle déterminant sur la durée de vie réelle du roulement. En supposant que l'influence des vibrations environnantes a déjà été traitée ci-dessus, d'autres facteurs comme la température, la pollution et le passage de courant sont autant de causes d'avaries possibles.

- La Température ambiante

Un palier en fonctionnement est soumis à une température supérieure à la température ambiante. L'élévation de la température en fonctionnement dilate le matériau. Le calcul des jeux internes est donc corrélé à la température. Par exemple, une température de fonctionnement trop élevée amène au grippage.

- La contamination

Les conditions de montage ou l'environnement peuvent accélérer l'usure du roulement. Des particules de poussière peuvent s'insérer dans le roulement et venir rapidement user les pistes, les éléments roulants et la cage, en générant de nouvelles particules abrasives. Ces dernières vont accélérer le mécanisme d'usure en laissant des empreintes, jusqu'à imposer le nettoyage du roulement ou rendre le roulement inutilisable. Un milieu trop humide conduit à la corrosion et à l'oxydation de surfaces. La propreté du montage et de l'environnement sont des facteurs non-négligeables pour augmenter la durée de vie réelle du composant.

- Le passage d'un courant

Ce phénomène se produit dans les machines tournantes équipées d'appareillages électriques. Le lecteur pourra se référer à la thèse de Postariu [29] où une bibliographie sur ce phénomène est proposée. D'importants courants de fuite (alternatifs ou continus) traversent le roulement en fonctionnement [30]. Selon les conditions, la matière au contact est soumise à un processus de revenu, de trempe ou de fusion. La formation de cannelures sur les chemins de roulement et la couleur sombre des éléments roulants sont des caractéristiques de cette avarie. Si le roulement est à l'arrêt, des cratères sont observés sur les pistes. Une solution concernant ce type d'avarie consiste à isoler électriquement le roulement de son environnement, si cela est possible.

1.1.6.4 La lubrification

La lubrification réduit les frottements et l'usure susceptibles de conduire à des anomalies. Elle augmente ainsi la durée de vie du roulement en permettant également d'améliorer la dissipation d'énergie thermique et de protéger les matériaux contre la corrosion et la rouille. Le choix de la lubrification est un processus délicat, c'est pourquoi les équipementiers ont développé des outils qui aident à mettre en place une solution de lubrification dédiée à une application particulière. D'après les statistiques, une mauvaise lubrification serait responsable de 36 % des avaries de roulements. Le tableau 1.3 montre les principaux facteurs influençant le choix du type de lubrifiant. Au cours du temps, le lubrifiant peut perdre ses propriétés physiques et comporter des impuretés témoignant d'une avarie.

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

TABLE 1.3 – Comparaison entre une lubrification à la graisse et une lubrification à l'huile

L'analyse visuelle et physico-chimique de l'état du lubrifiant donnent des informations sur l'état du roulement. A la différence de la lubrification à l'huile, la lubrification à la graisse ne nécessite pas d'entretien particulier. La quantité de graisse requise pour un bon fonctionnement peut aussi être estimée. Néanmoins, si la quantité de lubrifiant est insuffisante, la formation du film protégeant les surfaces en regard n'est pas possible. Les pointes de rugosité sont arrachées et laminées. Les surfaces prennent un aspect poli. A un stade plus avancé, la dureté du matériau peut être modifiée engendrant des déformations plus importantes. Un surplus de graisse engendre une élévation de la température du système. Les constructeurs peuvent fournir des roulements lubrifiés à vie ou proposer des solutions standards de lubrification.

1.1.6.5 Types d'avaries

Ce paragraphe propose une vue d'ensemble des types d'avaries usuellement rencontrés et de leurs probables causes. Ces avaries figure 1.16 sont toutes interdépendantes. Retracer

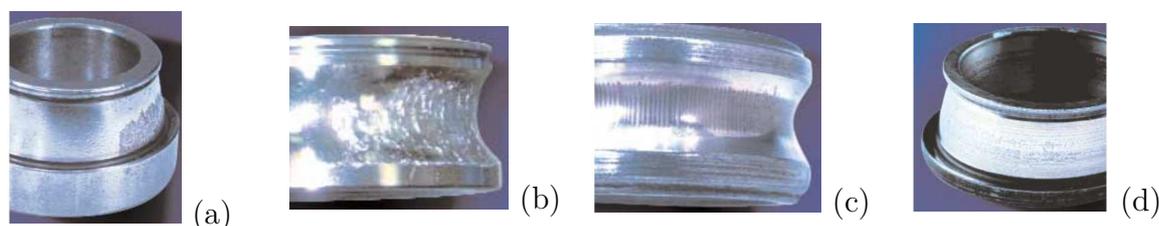


FIGURE 1.16 – Avarie causée par (a) un défaut d'alignement au montage (b) une surcharge axiale en fonctionnement (c) un courant électrique important traversant les bagues (environnement) (d) un lubrifiant de viscosité trop faible

l'historique du roulement jusqu'à l'apparition d'une avarie demande de la démarche et de l'expérience (figure 1.17). Le démontage du roulement permet de retracer son évolution avec les traces de fonctionnement. L'aspect des composants, l'aspect du lubrifiant ainsi que le contrôle des géométries sont autant d'indicateurs visuels pouvant discriminer une

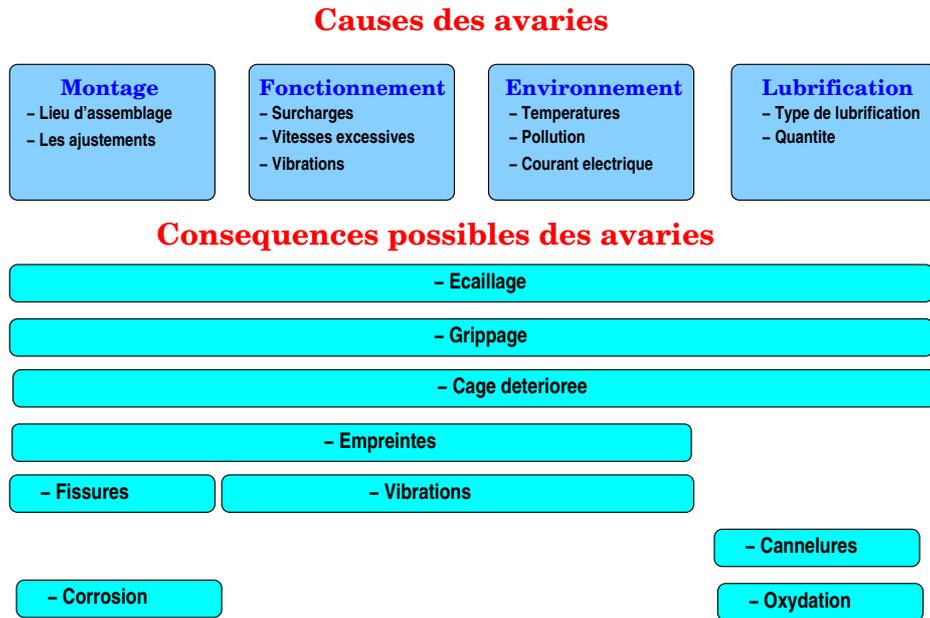


FIGURE 1.17 – Causes et conséquences des anomalies

éventuelle avarie. Le schéma de dégradation arrive à la mort du roulement. Une autre solution consiste à surveiller le comportement du roulement en fonctionnement à l'aide d'observable.

1.2 Existant technique pour la surveillance

Des outils ont été développés pour surveiller le fonctionnement d'un roulement. L'extraction d'une mesure peut mettre en évidence une anomalie à un stade plus ou moins précoce. Ces études nécessitent en premier lieu une bonne compréhension du fonctionnement de la machine. Les méthodes de mesure existantes sont à coupler avec une analyse du signal [31]. L'apport des simulations numériques permet aussi de générer des réponses mécaniques typiques [32, 33, 34] qui facilitent la compréhension des phénomènes liés à la dégradation [35, 21]. La maintenance générale prend plusieurs formes, figure 1.18.

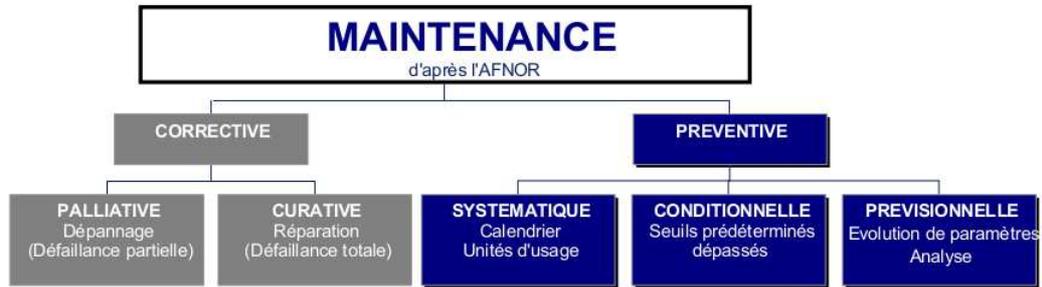


FIGURE 1.18 – Les méthodes de maintenance

D'après la norme NF 13306, la maintenance préventive destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien est exécutée à intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits. La maintenance conditionnelle est une maintenance préventive qui comprend une combinaison de surveillance en fonctionnement et/ou d'essais, d'analyse et les actions qui en découlent. D'après la figure 1.18 et avec les définitions ci-dessus, le travail de thèse présenté dans ce manuscrit est destiné à la maintenance préventive, en complément des méthodes existantes.

1.2.1 Les méthodes de mesure

Les roulements sont constitués d'éléments simples, la défaillance de l'un d'entre eux peut être trahie par l'observation visuelle de signes extérieurs de la dégradation et par analyse du lubrifiant. Avant de constater une dégradation, signe que le roulement est déjà dans sa phase finale de vie, il est recommandé de suivre l'évolution d'un certain nombre de phénomènes induits par la dynamique du roulement. En effet, en fonctionnement, le composant étudié génère des vibrations et des bruits, en réponse à un chargement mécanique et à une vitesse. Il capte aussi les vibrations de son environnement et possède des caractéristiques physiques propres comme une température de fonctionnement, une résistance électrique,... Une évolution très lente de ces phénomènes (vibrations, températures, bruits, résistance électrique) au cours du temps, témoigne d'un comportement normal. Des seuils caractérisant un état sain peuvent ainsi être définis. Des bruits anormaux, des vibrations importantes ou encore une élévation soudaine de la température du système implique le dépassement de ces seuils prédéfinis et alertent l'opérateur sur une éventuelle dégradation. La surveillance préventive a remplacé le contrôle sensoriel (observations visuelles, écoute des bruits anormaux, ...) par un contrôle instrumentalisé. Aujourd'hui, de nombreux moyens à disposition du personnel de maintenance ont été développés pour suivre l'état d'un roulement en fonctionnement. Certains constructeurs ont aussi déve-

loppé des roulements intelligents qui intègrent un grand nombre de capteurs.

Le diagnostic des machines tournantes revêt une importance capitale puisqu'elles sont présentes dans tous types d'industries. La détérioration de ces machines à cause de leurs roulements conduit à des nuisances de bruit, des vibrations et des indisponibilités qui causent des pertes de production. Les coûts de maintenance associés sont souvent importants et les besoins en matière de surveillance et de diagnostic sont réels, notamment pour des applications à basse vitesse. Ces méthodes se concentrent généralement sur l'évolution d'une grandeur physique mesurée sur la machine. La grandeur suivie doit être sensible à l'évolution des conditions de fonctionnement, et/ou à l'apparition et/ou à l'évolution d'un défaut. Le traitement du signal permet d'extraire d'une mesure, des paramètres qui serviront par exemple à établir des critères comme seuil d'alarme ou seuil d'arrêt. La mise au point de techniques de mesure, d'acquisition, d'analyse et d'aide à la décision est au cœur de ces problématiques. Généralement, les méthodes de diagnostic nécessitent la connaissance de la réponse saine de la machine quelle que soit la grandeur physique mesurée. La détection de défaut peut alors se faire en comparant la signature d'un état dégradé avec la signature de l'état sain. En cas d'avaries d'un roulement, il est parfois compliqué de déterminer l'origine de la défaillance du système. Dans ce cadre de déploiement d'une politique de maintenance préventive, la surveillance de l'état des roulements est devenue une opération incontournable.

1.2.1.1 La mesure vibratoire

Ce type de mesure très répandu exploite le signal fournit par un capteur appelé transducteur. Ce capteur soumis à la vibration convertit les effets mécaniques captés sur une bague de roulement en un signal électrique. Il existe aujourd'hui une grande variété de capteurs et de sondes, les capteurs accélérométriques sont les plus répandus et reposent sur l'effet piezo-électrique. Leur sensibilité est caractérisée par une bande passante, typiquement allant de quelques Hz à quelques dizaines de kHz. Le montage de l'accéléromètre (vissé, collé, aimanté, ...) sur la structure assemblée et son positionnement ont une influence sur la réponse qu'il fournit (figure 1.19). L'analyse vibratoire régulière, mesurée en des points répétables permet de suivre l'évolution de l'usure du matériel, de détecter et anticiper la dégradation du roulement en évitant des arrêts non planifiés. Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations qui résultent des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. A ces sources de vibration riches d'informations viennent s'ajouter d'autres vibrations liées à l'environnement. Ces vibrations occupent une place importante dans la surveillance des roulements [36, 37, 38, 39, 40]. La modifica-

1.2 Existant technique pour la surveillance

tion de la signature vibratoire mesurée en accélération, vitesse ou déplacement constitue souvent la manifestation physique d'une anomalie.

Cette sensibilité fait de la surveillance par l'analyse des vibrations, un outil indispensable pour la maintenance générale, dépassant très largement l'application du roulement. L'analyse vibratoire avec le traitement du signal adapté transforme les données mesurées brutes (figure 1.19) en un signal exploitable, permettant le diagnostic de l'état des roulements, la détection des défauts, etc.

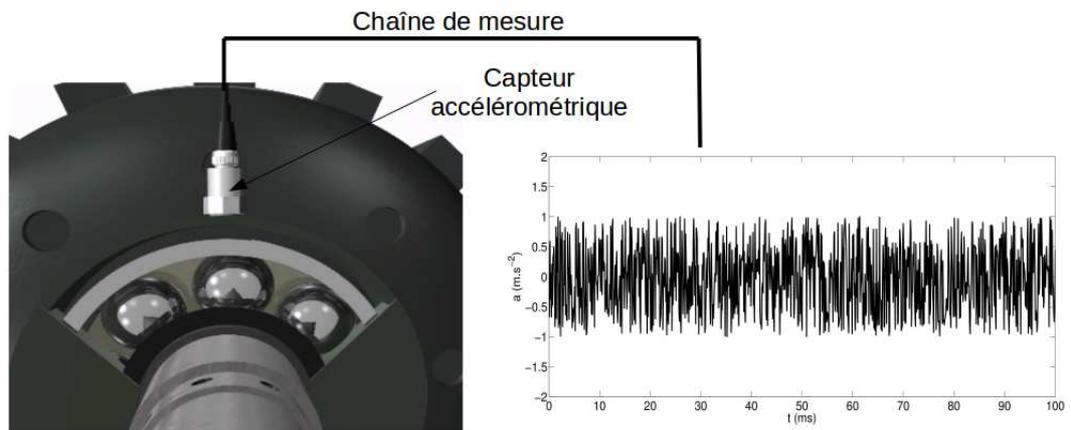


FIGURE 1.19 – Montage et signal typique pour une analyse vibratoire

1.2.1.2 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 [41]. Le principe de ces mesures repose sur une écoute au plus près du roulement. Pour cela, des détecteurs analogues à des microphones captent les signatures sonores du roulement noyées dans le bruit ambiant. D'après le paragraphe 1.1.6, 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 des plus hautes fréquences allant de 20 kHz à 100 kHz. Ces fréquences se situent au delà de perception de l'oreille humaine, on parle alors de mesures ultrasonores [42, 43]. 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, ... Par sa simplicité de mesure à distance (figure 1.20), le signal ultrasonore peut être traité en temps réel pour le rendre audible par hétérodynage et ainsi faciliter le dépistage d'anomalie par le personnel de maintenance. Ces



FIGURE 1.20 – *Mesure par ultrason*

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.

1.2.1.3 La mesure de la température

La température du système fournit des informations déterminantes sur le fonctionnement du roulement. Une sonde de température doit alors être placée au plus près du roulement, sans perturber son fonctionnement. Aujourd'hui, la thermographie infrarouge (TIR) qui désigne la science de l'acquisition et de l'analyse d'informations thermiques à l'aide de l'imagerie thermique, permet de s'affranchir des contraintes liées au positionnement d'un capteur, en réalisant des mesures à distance. Une caméra infrarouge capte les rayonnements émis par une scène thermique. Un système radiométrique convertit la puissance de rayonnement en signaux numériques ou analogiques. Les pièces mécaniques en mouvement s'échauffent normalement du fait des frottements [44, 45]. La carte thermique met en évidence des échauffements anormaux localisés. Ainsi, une usure anormale,

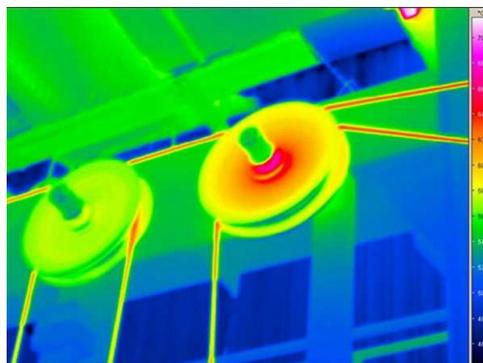


FIGURE 1.21 – *Thermographie d'un roulement défectueux (source electrocontrol)*

un mauvais alignement voire un problème de lubrification sont détectés sur une seule image, figure 1.21. Cette mesure vient généralement confirmer un diagnostic déjà établi.

1.2.1.4 La mesure des courants moteurs

Schoen [46] montre une relation entre les vibrations du roulement et le courant statorique des moteurs. Ce lien est dû à des excentricités dans l'entrefer qui produisent des anomalies dans la densité de courant. Cette méthode a récemment démontré ses possibilités dans les entraînements électriques pour des machines asynchrones [47, 48], très présentes dans l'industrie. Elle offre un avantage certain en s'affranchissant du problème des capteurs. 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 constitue la source principale des dégradations 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.

1.2.2 Exploitation des mesures

Lorsque le roulement est en fonctionnement, un certain nombre de capteurs placés astucieusement au plus près des zones à risque permettent d'extraire des grandeurs physiques en fonction du temps. La qualité du signal obtenue dépend en premier lieu de la sensibilité du capteur, de sa fixation et de sa position. N'existant pas de méthode universelle, plusieurs types de mesures sont associés dans les opérations de maintenance. Le recours à une technique complémentaire peut confirmer un diagnostic établi à partir d'une autre mesure (plus sensible). Dans d'autres applications et ne sachant pas quelles grandeurs physiques (vibratoire, acoustique, thermique, électrique, ...) va trahir une défaillance précoce, l'ensemble des mesures décrites plus haut est mis en place avec les quantités de données que cela implique. Indépendamment du type de mesure choisi, il

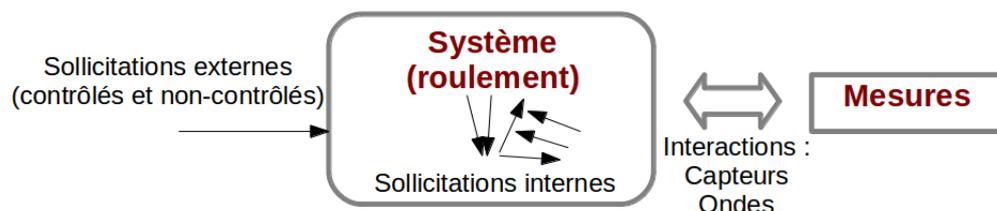


FIGURE 1.22 – Schéma de mesure

est question d'établir l'état général du roulement à un instant t . La mesure désigne les

différents procédés pour y arriver (électrique, thermique, vibratoire, sonore, etc). Le signaux extraits des machines sont bruités. L'environnement vibratoire, la dynamique de la machine et d'autres phénomènes forcent à introduire des méthodes d'analyse plus ou moins pointues pour identifier les parties intéressantes d'un signal. Cette section n'entre pas dans les détails de l'analyse de signal.

1.2.3 Excitations du roulement

Le roulement est un résonateur subissant des excitations diverses (charges, vitesses, vibrations, désalignements, modes des bagues, défauts localisés, déséquilibres,...). Les machines tournantes sont régies par des mécanismes qui évoluent de façon cyclique. Par conséquent, même en fonctionnement normal, le système voit les paramètres physiques décrivant les vibrations internes évoluées périodiquement au cours du temps [49]. Ces informations sont noyées dans un signal temporel bruité. Un composant défectueux génère une signature unique par rapport à la dynamique de base du roulement. Les fréquences caractéristiques d'un roulement sont fonction de sa géométrie et de sa vitesse. La présence d'un défaut localisé va exciter préférentiellement certaines fréquences [37, 50], selon sa position et l'importance du défaut. Ainsi, un défaut localisé sur la bague extérieure, sur la bague intérieure, sur un élément roulant ou sur la cage du roulement va produire un choc dont la période dépend de la position du défaut. L'intensité du choc est liée à la sévérité du défaut. Dans le cas d'une défaillance non-localisée, les fréquences attendues sont des combinaisons des fréquences précédentes [51].

1.2.3.1 Défauts de roulement

La fréquence de ces défauts localise un écaillage sur un roulement tournant à la vitesse $\omega = 2\pi f$ (bague interne) [2].

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (ballpass frequency outer race) :

$$f_{BPFO} = \frac{Z}{2} \frac{\omega}{2\pi} \left(1 - \frac{d_m}{D_b} \cos\alpha \right) \quad (1.11)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague interne du roulement (ballpass frequency inner race) :

$$f_{BPFI} = \frac{Z}{2} \frac{\omega}{2\pi} \left(1 + \frac{d_m}{D_b} \cos\alpha \right) \quad (1.12)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la cage du roulement (fundamental train frequency) :

$$f_{FTF} = \frac{1}{2} \frac{\omega}{2\pi} \left(1 - \frac{d_m}{D_b} \cos\alpha \right) \quad (1.13)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (ball spin frequency) :

$$f_{BSF} = \frac{\omega}{2\pi} \frac{D_b}{2d_m} \left(1 - \left(\frac{d_m}{D_b} \cos\alpha \right)^2 \right) \quad (1.14)$$

1.2.3.2 Éxitation de balourd

Le balourd est causé par un décalage entre l'axe de rotation (bague interne du roulement selon le montage) et le centre de gravité de l'arbre. Il en résulte des efforts centrifuges qui affectent le fonctionnement. Cette non-concentricité correspond à un déséquilibre massique provoqué par un défaut d'usinage, un défaut de montage, à une déformation de l'arbre, ... Ce défaut est difficile à éviter dans un montage. En fonctionnement, le chargement mécanique modifie la dynamique du système. Cette modulation se manifeste à la fréquence de rotation de l'arbre $f = \frac{\omega}{2\pi}$ et ses harmoniques $n \times f$.

1.2.3.3 Autres types d'excitation

Les jeux internes sont nécessaires au bon fonctionnement du roulement mais ils sont aussi une source de vibrations induites par la rotation du roulement. Un décalage d'alignement entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur d'une machine occasionne aussi des excitations particulières. Dans certains cas, le montage d'un système comprenant des roulements peut nécessiter l'utilisation d'organes de transmission, comme des courroies ou des engrenages. L'utilisation de réducteurs par exemple, se traduit par des excitations captées par le roulement. De plus, des excitations des modes propres des bagues de roulement ou de l'arbre (typiquement de l'ordre du kHz-MHz) [48, 32, 52] induites en partie par la rugosité de contact apparaissent en dynamique à des fréquences élevées. Les fréquences de ces modes sont calculables et estimables avec des codes par éléments finis.

1.2.4 Moyens d'identification

Ces moyens d'identification se basent sur un existant technique conséquent sur le traitement d'un signal, notamment sur l'analyse vibratoire [2, 53]. Des outils d'analyse permettent d'identifier ces différentes fréquences dans le signal brut. D'un point de vue expérimental, le signal cyclostationnaire brut peut nécessiter un filtrage [54].

1.2.4.1 Analyse temporelle

L'analyse temporelle du signal $x(t)$ de N points permet d'extraire des indicateurs scalaires. Ces descripteurs permettent de suivre l'évolution temporelle d'une dégradation lorsqu'ils sont évalués à différents stades [55, 35, 56]. Bien qu'ils n'aient pas tous la même sensibilité, leurs variations peuvent renseigner sur la criticité d'une avarie et ainsi prévoir une intervention.

— la moyenne :

$$\langle x \rangle = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \quad (1.15)$$

— la RMS (Root Mean Square) :

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k^2} \quad (1.16)$$

— le facteur de pic :

$$x_{PEAK} = \sup_{1 \leq k \leq N} |x_k| \quad (1.17)$$

— le facteur de crête :

$$x_{CREST} = \frac{x_{PEAK}}{x_{RMS}} \quad (1.18)$$

— le kurtosis :

$$x_K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (x_k - \bar{x})^4}{x_{RMS}^4} \quad (1.19)$$

— le facteur de forme :

$$x_{SHAPE} = \frac{x_{RMS}}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N |x_k|} \quad (1.20)$$

— le facteur d'impulsion :

$$x_{IMPULSE} = \frac{x_{PEAK}}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N |x_k|} \quad (1.21)$$

Les spécialistes de l'analyse vibratoire considèrent le facteur de crête comme un indicateur précoce sensible lorsque le défaut vient d'apparaître. L'indicateur kurtosis, moment centré d'ordre 4 caractérise l'aplatissement d'un signal. Le kurtosis donne une plus grande importance aux amplitudes élevées tout en pondérant les événements isolés, à l'instar du facteur de crête. Dans l'analyse vibratoire, où les signaux mesurés sont aléatoires cyclostationnaires [49], le facteur de crête et le kurtosis établissent la présence d'un défaut avec un critère de sévérité pour le diagnostic (table 1.4) tout en restants indépendants

des conditions de charge et de vitesse [40]. L'inconvénient de ces indicateurs est leur décroissance pour retrouver une valeur saine, lorsque le défaut est trop avancé. Pour pallier les carences de ces indicateurs, certains auteurs tentent de définir de nouveaux descripteurs, en combinant les indicateurs classiques existants [32]. Pour renforcer le diagnostic

Kurtosis	Sévérité
1.5	Bon : signal harmonique
2.8 à 3.2	Passable : signal aléatoire
3.2 à 4	Élevé
> 4	Critique

TABLE 1.4 – *Indice de sévérité du Kurtosis, d'après [50]*

incomplet avec les indicateurs statistiques, l'analyse fréquentielle est introduite.

1.2.4.2 Analyse fréquentielle

L'analyse en fréquence part du principe qu'un signal quelconque se décompose en une somme infinie de signaux périodiques de toutes fréquences. La transformation de Fourier associée à une fonction intégrable, définie sur l'ensemble des nombres réels ou celui des nombres complexes, une fonction appelée transformée de Fourier. Dans le cas d'un signal temporel $x(t)$, la variable temporelle t est remplacée par sa variable conjuguée fréquence f . La transformée de Fourier réalise le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel, par l'intégrale suivante :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{j2\pi ft} dt \quad (1.22)$$

$X(f)$ est appelé la transformée de Fourier (Fast Fourier Transform ou FFT) ou spectre du signal $x(t)$, généralement plus facile pour l'analyse. Cette représentation du signal dans l'espace dual, s'interprète, moyennant une normalisation par le temps d'intégration T , comme le contenu spectral d'énergie, ou de puissance présent à la fréquence f . On parlera de densité spectrale de puissance (DSP) :

$$X_{DSP} = \frac{|X(f)|^2}{T} \quad (1.23)$$

En pratique, le signal d'un roulement sain n'est jamais dans des conditions idéales (désalignement, jeu, déséquilibre, ...) ce qui se traduit par une richesse spectrale du signal, divisé en bande de fréquence, figure 1.23. Chaque phénomène caché, voire non maîtrisé excite le système à une ou plusieurs fréquences prévisibles, pourvu que le roulement tourne à vitesse constante. Maîtriser le montage du roulement au sein d'une machine revient à

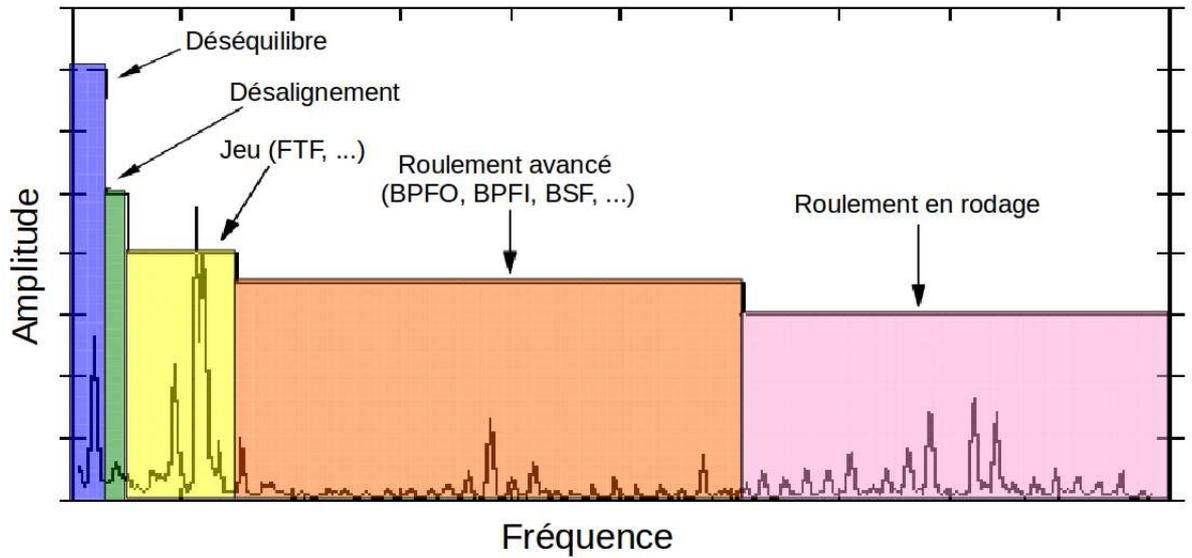


FIGURE 1.23 – Bandes de fréquences typiques d'un roulement

accorder comme un instrument de musique, l'alignement du roulement de façon à contrôler la présence ou non de certaines fréquences (en position et amplitude) et à minimiser d'autres fréquences en amplitude. Traquer la présence d'un choc périodique causé par un défaut revient à rechercher l'augmentation de l'énergie du signal à la fréquence du défaut.

D'autres méthodes [56, 57, 58, 59, 40, 60] comme la détection d'enveloppe ("démodulation d'amplitude") qui propose de détecter ces chocs en filtrant l'information à "basse fréquence" pour ne garder que les plus hautes fréquences (celles des défauts d'écaillage). Le domaine fréquentiel d'intérêt est à priori connu. L'analyse du cepstre propose d'identifier les composantes périodiques d'un spectre dans le but de localiser et déterminer l'origine de ces chocs périodiques. Cette transformation du signal, d'ordinaire réservée aux défauts d'engrenage [36] rend l'interprétation plus complexe. Le cepstre correspond à la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier 1.22, d'où l'expression suivante :

$$C[x(t)] = TF^{-1} \log |X(f)|^2 \quad (1.24)$$

1.2.4.3 Synthèse

Les principales bases d'analyse utilisées pour les signaux vibratoires sont rappelées ci-dessus. D'autres descripteurs scalaires peuvent être élaborés à partir de ceux décrits précédemment. L'indépendance aux conditions de fonctionnement et la monotonie en fonction de la taille du défaut sont des propriétés recherchées pour élaborer un indicateur

statistique performant donnant une bonne connaissance de l'état du roulement, et ouvrant ainsi la définition d'une valeur seuil (à l'aide de normes) [32]. L'analyse fréquentielle fournit d'autres méthodes complémentaires à l'analyse temporelle, pour manipuler le signal, dépassant largement le cadre de ce travail. La figure 1.24 résume les méthodes de traitement du signal, hors débruitage.

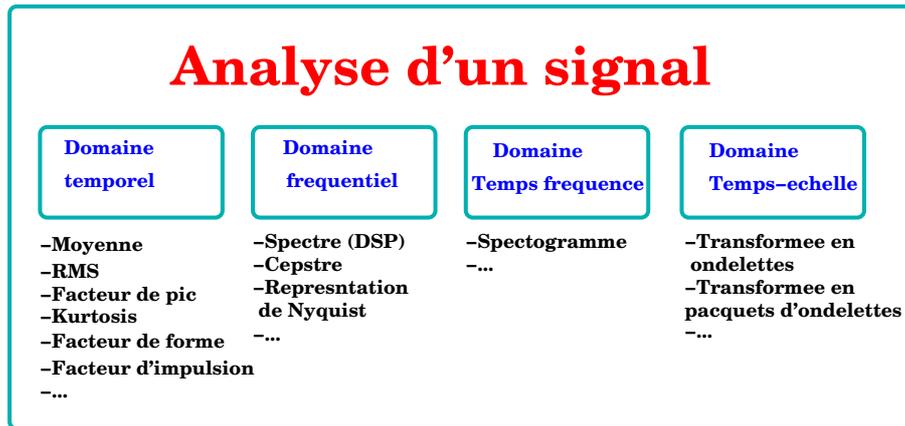


FIGURE 1.24 – Transformation d'un signal

La surveillance traditionnelle combine ces différentes techniques de traitement en fonction de leurs avantages et de leurs limitations, selon l'application. Un roulement sain fonctionnant dans de bonnes conditions est un roulement que l'on peut qualifier de "bien accordé" avec un kurtosis de l'ordre de 3, d'un point de vue vibratoire. Une anomalie peut se manifester par la variation d'un indicateur scalaire et/ou par l'apparition de fréquences et/ou par l'augmentation des amplitudes captées dans le spectre du signal mesuré, à condition que le capteur soit correctement positionné. Pour aider à la compréhension des signaux expérimentaux, certains auteurs utilisent des méthodes numériques afin de générer des signaux typiques [61, 50, 34], dans des configurations de chargement variées.

Le principe consistant à adapter l'existant de l'analyse vibratoire pour l'analyse d'un signal électrique sera choisi dans ce travail. Ainsi, il n'est pour l'instant pas nécessaire de développer de nouvelles techniques d'analyse du signal pour mettre en place une méthode de surveillance des roulements basée sur une mesure de la résistance électrique.

1.3 Aspects numériques

Les outils numériques sont incontournables pour étudier le comportement dynamique et statique du roulement. La simulation dynamique des roulements, intégrée ou non au

sein d'autres systèmes mécaniques, permet d'optimiser le fonctionnement, d'accroître les durées de vie, de développer de nouveaux produits, ... Le roulement est constitué de plusieurs composants qui interagissent entre eux, ce qui rend compliqué le calcul analytique de leurs dynamiques. Une analyse précise de la cinématique, de la dynamique, des contraintes, des déformations ou encore de la durée de vie n'est possible qu'avec des méthodes numériques adaptées. Certains auteurs [61] utilisent les méthodes numériques pour générer des bases de données de signaux vibratoires, dans diverses configurations typiques. Les recherches bibliographiques ont principalement montré deux approches permettant de modéliser le comportement du roulement. La première a recours aux éléments finis et la seconde utilise les méthodes multibody.

1.3.1 Modélisation par éléments finis

L'utilisation des codes éléments finis s'est démocratisée ces dernières années pour aider à la conception et à l'analyse des produits.

1.3.1.1 Principe

Pour pouvoir traiter les géométries complexes du roulement, bi ou tridimensionnelles, il est indispensable de passer par une première étape qui idéalise le système réel en un système simplifié à l'aide de la première forme d'approximation, la discrétisation géométrique. Le système est alors constitué d'un ensemble de nœuds formant un maillage. La deuxième étape consiste à regrouper les équations d'équilibre et les conditions aux limites pour obtenir les équations du mouvement. Ces équations peuvent être linéaires ou non-linéaires. Dans le cas linéaire, les équations prennent alors la forme d'un système linéaire d'équations différentielles du second ordre. Dans le cas non-linéaire, l'intégration de ces équations devient plus difficile. La non-linéarité peut être liée soit au comportement du matériau (élasticité, plasticité, élastoplasticité, endommagement,...), soit aux conditions de liaison (contact unilatéral, frottements). Pour proposer une résolution numérique de ces équations, il est indispensable de faire une deuxième approximation : la linéarisation des équations d'équilibre. L'évolution des paramètres et de leur dérivées (déplacements, vitesses, accélérations), d'un problème donné, est obtenue numériquement en utilisant un schéma d'intégration numérique. Certains codes numériques commerciaux comme ANSYS, ABAQUS, CATIA, SOLIDWORKS, etc servent d'outils d'analyse du comportement du roulement [62, 63]. Ils sont capables de résoudre des problèmes variés de grandes tailles, pourvu que le système étudié soit considéré comme un milieu continu déformable régi par

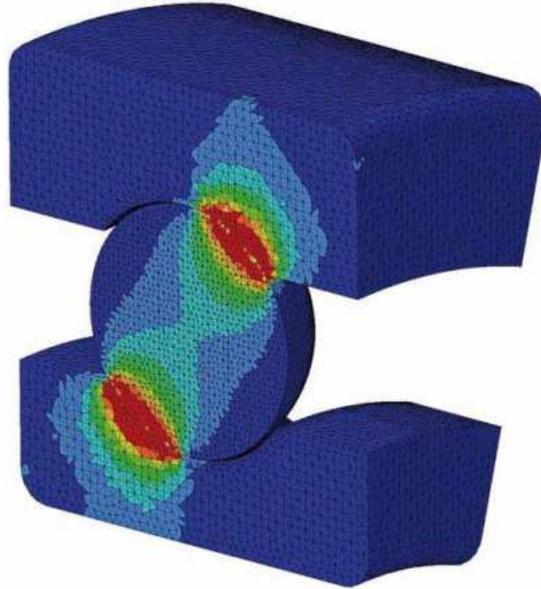


FIGURE 1.25 – Modélisation statique d'un élément roulant sous CATIA

les lois de la mécanique des milieux continus. Les bagues du roulement, composants les plus critiques font souvent l'objet d'études par éléments finis, en statique [64, 65, 66, 67]. Les contraintes et les modes de vibrations dans les bagues sont aussi étudiées [68, 1, 69]. Certains auteurs initient des modèles d'usure ou de vieillissement [70, 23, 71] ou d'en déduire une signature vibratoire caractéristique en présence de défauts [72]. D'autres auteurs étudient le couplage thermomécanique [45].

1.3.1.2 Limitations

Le recours aux éléments finis pour étudier des problèmes comprenant des discontinuités est délicat. Le cas d'un roulement en dynamique requiert certaines précautions pour appréhender le problème de contact avec frottement, entre corps déformables [73]. Certains algorithmes basés sur des schémas d'intégration implicites (pour ABAQUS) ou explicites, ont été développés pour gérer au mieux le contact [74], en contrepartie d'un coût de calcul élevé. La solution du problème de contact peut ainsi être obtenue par des méthodes de pénalisation, des méthodes utilisant des multiplicateurs de Lagrange ou encore par combinaison de ces deux méthodes. On trouve aussi dans la littérature, des techniques de complémentarité. Ces méthodes sont généralement très coûteuses en temps de calcul et les études numériques dynamiques par éléments finis se concentrent souvent sur une fraction du roulement total. La littérature scientifique montre des travaux par éléments finis sur le roulement donnant un état d'équilibre fiable (quasi-statique), sur

lequel des modèles d'endommagement [37], de fatigue, de contact avec indentation [75] sont greffés.

1.3.2 Modélisation multibody

Très répandues dans des secteurs technologiques variés, les méthodes multibody sont motivées par le besoin de calculer précisément le comportement cinématique et dynamique de systèmes complexes formés de plusieurs éléments polyarticulés (selon les liaisons détaillées dans 1.1.2). Chaque liaison ayant ses propres caractéristiques (degrés de liberté, rigidité, ...), la modélisation associée décompose ces liaisons en éléments simples, pour en déduire un comportement global, généralement inaccessible expérimentalement [76, 77, 78, 79, 80, 81].

1.3.2.1 Principe

La modélisation multibody appliquée au cas du roulement décompose ce dernier en éléments rigides, interagissant entre eux par contact. Cette approche basée sur le formalisme de la dynamique multicorps permet d'analyser le comportement dynamique individuel des éléments roulants et de comprendre comment le chargement dynamique est distribué au sein du roulement, avec des contacts intermittents. Elle offre aussi l'opportunité d'agir au niveau des liaisons, en incluant l'effet de la lubrification [82] à l'aide de modèles élastohydrodynamiques. Les fabricants de roulement ont développé leurs propres logiciels multibody dans le but d'améliorer le dimensionnement et les performances dynamiques de leurs roulements. En général, les études se concentrent uniquement sur les liaisons éléments roulants/bagues où le contact est hertzien et les jeux internes du roulement peuvent être considérés. Ce type d'approche repose sur la notion de rigidité gouvernée par les contacts de type élément roulant/bague. Le système global est idéalisé par un ensemble de ressorts, figure 1.26, répondant aux sollicitations extérieures de chargement et de vitesse. La contribution des bagues et des cages sur la rigidité du composant est souvent sous-évaluée.

Ces techniques de modélisation utiles au dimensionnement permettent notamment une détermination rapide et faible du déplacement des bagues, de l'intensité des efforts locaux, de la répartition du chargement, ...

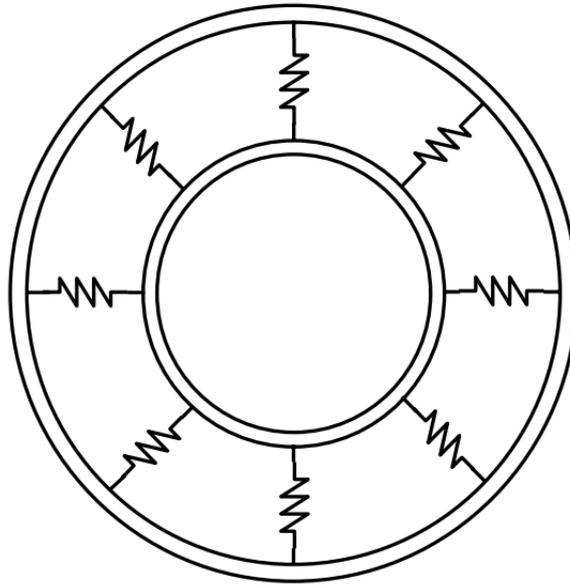


FIGURE 1.26 – Représentation multibody d'un roulement [1]

1.3.2.2 Limitations

Une comparaison des codes multibody existants pour les simulations de roulement, tirée d'un travail de synthèse [83] est proposée dans le tableau ci-dessous :

Principales caractéristiques	Modèle de calcul existant					
	Bearinx	CABA-3D	BEAST	DBM	ADORE	ADAMS
Modèle avec glissement	•	•	•	•	•	•
Amortissement visqueux	◦	•	•	•	•	•
Raideur élément roulant/cage	◊	•	•	•	◊	◦
Raideur de la cage	◊	•	•	•	◊	•
Guidage avec cage	◊	◊	◊	•	◊	•
Amortissement hystérétique	•	•	•	◊	◦	◊
Modèle 3D	•	•	•	◊	•	•
Élasticité du système	◊	◊	◊	◦	◦	•

• Oui – ◦ Non – ◊ Inconnu

TABLE 1.5 – Comparaison des codes multibody dédiés au roulement

Le tableau 1.5 montre clairement qu'il n'existe pas une méthode unifiée pour modéliser le comportement dynamique du roulement, notamment pour évaluer l'élasticité des différents types de contacts (élément roulant/cage, élément roulant/bague,). Le choix d'introduire tel ou tel phénomène repose sur le degré d'approximation espéré et sur les

informations que l'on souhaite extraire de la résolution [84, 82]. Ces limitations dans l'approche multibody forcent notamment à considérer des bagues rigides même si des méthodes de couplage peuvent être envisagées [81]. Le composant roulement est isolé de son montage (pas d'interactions avec le palier ni d'ovalisation des bagues) même si certaines précautions (chargement périodique) peuvent représenter l'effet d'un défaut [53] et introduire la flexibilité des bagues [26, 81]. 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 à éliminer le jeu entre les éléments roulants et la cage. Le comportement dynamique modélisé est étudié dans des conditions de charge, de vitesse et d'équilibrage parfaites. Même si ces méthodes gèrent correctement le problème de contact, elles ne permettent pas d'étudier les contraintes associées pour initier des modèles d'endommagement.

Chapitre 2

De la modélisation d'un milieu granulaire au roulement

L'objectif de ce chapitre est de montrer au lecteur que la méthode des éléments discrets est adaptée à la modélisation du roulement en fonctionnement. Les modèles discrets actuels permettent d'étudier le comportement des contacts intermittents frottants dans le roulement tout en conservant une description élastique globale. En quelque sorte, cela revient à pallier les limitations rencontrées par les approches continues (discontinuités) et multibody (élasticité des bagues). De plus, la spécificité de ce travail de thèse est d'extraire par le biais des simulations numériques, une information électrique du roulement, corrélée à son état mécanique, en dynamique. Cette démarche s'inscrit dans la continuité de travaux initiés en 2009, sur la réponse électrique d'un milieu granulaire métallique comprimé [4, 13, 5]. Des mesures électriques expérimentales illustrent clairement les possibilités offertes par cette nouvelle approche, à des fins de maintenance.

2.1 Méthode des Éléments Discrets

Considérée comme une alternative aux méthodes continues, la Méthode des Éléments Discrets (MED), également appelée Méthode des Éléments Distincts, est apparue dans les années 70 [85] pour s'intéresser aux phénomènes d'éboulement de roches. La MED a ensuite été généralisée pour offrir la possibilité de modéliser numériquement des effets cinématiques et dynamiques induits par un grand nombre de particules en interaction. Aujourd'hui, la MED est indéniablement considérée comme efficace dans la modélisation de nombreuses applications en ingénierie, telles que : les écoulements granulaires, la mécanique des poudres, la mécanique des roches,... Plus récemment, la MED a été associée à d'autres méthodes numériques telles que la méthode "Computational Fluid Dynamics" (CFD) ou la MEF dans le cadre d'approches couplées afin de tirer bénéfice des avantages

de chaque méthode.

La compréhension de phénomènes complexes à des échelles très fines est rendue possible par la MED, contrairement aux méthodes continues, qui s'y prêtent moins favorablement, notamment en présence de discontinuités. De part sa constitution et son fonctionnement, le roulement est un système multi-contacts typique, assimilable à un milieu granulaire dont les principales discontinuités sont l'alternance des contacts, les frottements et la présence d'éventuels défauts.

Deux écoles de pensée concernant la modélisation discrète apparaissent dans la littérature, selon que l'on prenne en compte les interactions entre particules avec des lois régulières ou non.

La première école de pensée sur la modélisation discrète est basée sur l'approche "Non Smooth Contact Dynamics" (NSCD), utilisant la mécanique non régulière avec une prise en compte des interactions entre particules sans interpénétration. Dans ce type de loi, aucune flexibilité au contact interparticulaire n'est permise. Parmi les méthodes de résolutions pour ce type de loi, on peut citer l'approche "Contact Dynamics" (CD), développée par Jean et Moreau [86, 87], qui est capable de traiter un grand nombre de contacts avec un schéma d'intégration implicite. La seconde école de pensée sur la modélisation discrète est basée sur l'approche "Smooth Contact Dynamics" (SCD) qui se distingue de la première (NSCD) par la possibilité d'une interpénétration entre les particules en contact. Parmi les méthodes discrètes basées sur la SCD, on peut citer la "Discret Element Method" (DEM) proposée par Cundall [85], qui suppose que l'interaction entre particules est régie par des modèles de type ressort et amortisseur, avec une résolution basée sur un schéma d'intégration explicite.

2.1.1 Caractérisation d'un milieu granulaire

Le milieu granulaire souvent hétérogène est décrit par des propriétés physiques spécifiques qui induisent des comportements complexes. Le caractère divisé confère une identité propre à chaque particule. Le comportement d'un milieu granulaire dépend de plusieurs facteurs, qui sont les propriétés physiques et géométriques individuelles (taille des particules, masse volumique, rugosité, ...) et les propriétés physico-mécaniques (cisaillement, friction, cohésion, thermique, ...). Les propriétés effectives (mécaniques, électriques, thermiques, ...) d'un assemblage diffèrent généralement des propriétés individuelles des particules. L'espace inter-particulaire fait aussi partie intégrante du milieu granulaire et l'assemblage possède des propriétés spécifiques. Quelques unes de ces propriétés sont présentées ci-dessous :

— **Forme des particules**

Différentes formes peuvent être utilisées pour modéliser un milieu granulaire. Des formes elliptiques aux formes polygonales plus réalistes sont possibles, cependant, elles engendrent un coût de calcul élevé pour les rendre numériquement exploitables. Les formes cylindriques ou sphériques généralement utilisées pour des raisons de simplifications numériques liées à la détection du contact et aux calculs des interactions, conviennent pour la plupart des applications. Le milieu granulaire réel, aux formes de grains complexes et variés est ainsi approché par des formes simples. Les propriétés de l'empilement sont détaillées comme suit :

— **Compacité**

La compacité C d'un milieu granulaire, ou taux de remplissage désigne par définition le rapport du volume des particules V_{part} par le volume de l'échantillon V_{tot} :

$$C = \frac{V_{part}}{V_{tot}} \quad (2.1)$$

Cette grandeur affecte considérablement les propriétés physiques effectives du milieu. Numériquement, l'expérience montre que des instabilités du milieu comme un mauvais tassement conduit à des résultats aberrants sur le plan mécanique, thermique ou électrique du milieu. Tasser le milieu granulaire se fait dans certaines limites. Optimiser les propriétés de transfert est possible si les particules sont plus conductrices que les propriétés associées au vide (fluide interstitiel, air, ...). Certaines de ces problématiques se retrouvent dans les matériaux composites. L'indice de vide I_{vide} ou porosité dans un échantillon granulaire est calculé(e) comme suit :

$$I_{vide} = \frac{1 - C}{C} \quad (2.2)$$

— **Nombre de coordination**

Le nombre de coordination, noté N_c , est le nombre de contact moyen par particule, définit par :

$$N_c = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N n_i \quad (2.3)$$

où N est le nombre de particules dans l'échantillon et n_i est le nombre de contacts de la particule i . Ce paramètre est aussi important dans le comportement effectif du milieu granulaire. En effet, la réponse mécanique d'un échantillon granulaire est fortement corrélée à son réseau de contact ce qui conditionne fortement la nature du comportement macroscopique du milieu [88]. Le nombre de coordination et la compacité ne sont

pas corrélés, mais tous deux renseignent sur la densité de l'échantillon. Le nombre de coordination d'un échantillon en $2D$ est proche de 4 tandis qu'il est proche de 6 en $3D$.

— Échelles de description

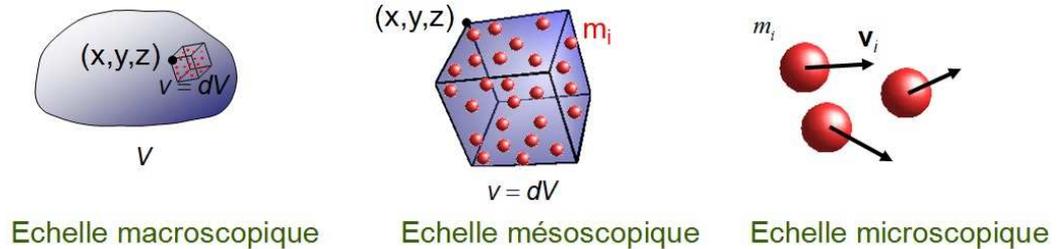


FIGURE 2.1 – Différentes échelles de description

Généralement, pour modéliser un milieu granulaire, on fait appel à trois échelles de description (figure 2.1) :

1. **Échelle microscopique :**

Cette échelle correspond typiquement à la rugosité au contact. Lors de la modélisation, elle permet de tirer des informations sur le phénomène de contact, de frottement ou de collision entre particules. Un seul contact macroscopique est représenté par un grand nombre de particule associé à la rugosité, au troisième corps, etc. Raffiner d'avantage vers une échelle "atomique" implique une nouvelle physique régie par d'autres interactions (autres que le contact). La dynamique moléculaire, proche de la MED est adaptée pour ces études où les temps simulés très courts forcent généralement à augmenter numériquement la masse des particules pour optimiser la résolution.

2. **Échelle mésoscopique :**

Pour reprendre l'analogie avec la rugosité, l'échelle impliquée ici est une rugosité "moyennée" où seules les plus grandes aspérités interviennent. C'est une échelle intermédiaire micro-macro qui permet de résoudre le système en considérant une échelle suffisamment grande et des temps de calcul raisonnables sans pour autant négliger totalement ce qui se passe dans le contact.

3. **Échelle macroscopique :**

C'est l'échelle de l'échantillon, définie par un volume élémentaire représentatif ou la structure sur laquelle sont appliquées les conditions aux limites. A cette échelle, les propriétés mécaniques et physiques effectives du milieu peuvent être évaluées,

telles que les grandeurs élastiques (E, ν), la conductivité thermique d'un matériau composite, la résistance électrique d'un empilement, ...

2.1.2 Principes de la résolution par éléments discrets

La MED permet l'étude de collections de particules en interaction. Elle consiste à décrire le mouvement des particules composant le système, c'est-à-dire de calculer la variation de la quantité de mouvement et du moment angulaire des particules à partir de la loi fondamentale de la dynamique. Les trajectoires des différents éléments du modèle numérique (particules, parois) sont déduites d'un algorithme. Ci-dessous une description succincte de l'algorithme de résolution :

- Définir le milieu de particules (taille, masse, nombre, forme, matériau, ...)
- Choisir les conditions initiales et aux limites,
- Détecter tous les contacts entre les particules du domaine,
- Calculer dans chaque contact les forces d'interaction entre particules,
- Résoudre la 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.

2.1.2.1 Détection des contacts

Cette étape est la plus coûteuse en terme de temps de calcul. Elle dépend de plusieurs facteurs, tels que le nombre de particules et la géométrie,... La recherche des voisins pour chaque candidat Ω_i se fait pour tous les antagonistes Ω_j avec $j \neq i$. On doit effectuer $\frac{n(n-1)}{2}$ vérifications, ce qui devient chronophage dès que n , le nombre de particules dans l'échantillon est élevé. Le temps de calcul avec une telle méthode croît comme $O(n^2)$, d'où la mise en œuvre d'un algorithme de détection de contact optimisé. 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 [89], qui consiste à quadriller l'espace d'étude. Chaque particule localisée dans une case peut être en contact avec une particule voisine située dans la même case ou dans l'une des 8 cases adjacentes (figure 2.2 (a)). La taille d'une case est définie par la particule de plus grand diamètre. Une autre technique, appelée "halo" (figure 2.2 (b-c)), consiste à maintenir pour chaque particule la liste de

ses plus proches voisins. Chaque particule est entourée d'un rayon d'action, dont elle est le centre, où seules les particules localisées à l'intérieure de ce périmètre sont prises en compte dans la détection des contacts. Miller 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 [90]. La détection du contact est effective si l'interpénétration δ_n vérifie le critère suivant :

$$\delta_n = \|\hat{X}_i - \hat{X}_j\| - (a_i + a_j) \leq \xi \quad (2.4)$$

où \hat{X}_i , \hat{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 . ξ est une tolérance sur le seuil de détection du contact.

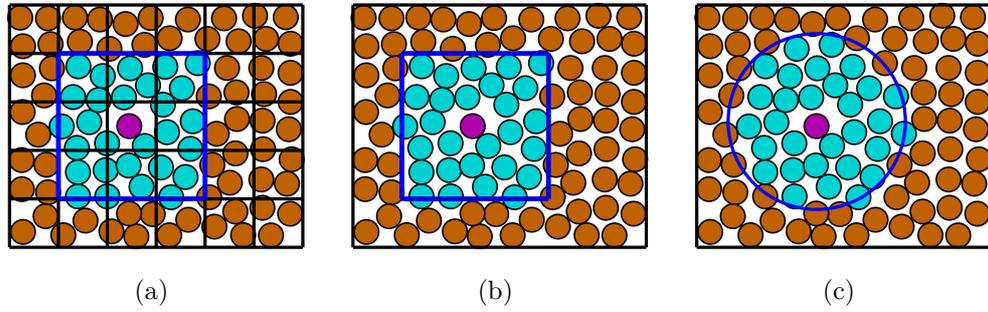


FIGURE 2.2 – Sélection des candidats pour la détection des contacts (a) méthode des grilles (b) halo rectangulaire (c) halo circulaire

2.1.2.2 Discrétisation spatiale

La simulation numérique des milieux discrets (systèmes multi-contacts) consiste à résoudre le principe fondamental de la dynamique pour chaque particule du système :

$$M\ddot{x} = F^\alpha + F^{ext}(x, \dot{x}, t) \quad (2.5)$$

où x représente le vecteur des coordonnées généralisées, M , avec $M \in \mathbb{R}^{n \times n}$, représente la matrice de masse généralisée du système (matrice diagonale) et n désigne le nombre de particules du système. La résolution consiste à déterminer les accélérations généralisées \ddot{x} lorsque le système est soumis aux efforts extérieurs F^{ext} et intérieurs F^α , avec α le nombre de contact du système, en fonction des coordonnées généralisées x et de leurs dérivées premières \dot{x} (figure 2.3). Le cycle de calcul est un algorithme de type pas à pas qui requiert la répétition d'un schéma de résolution.

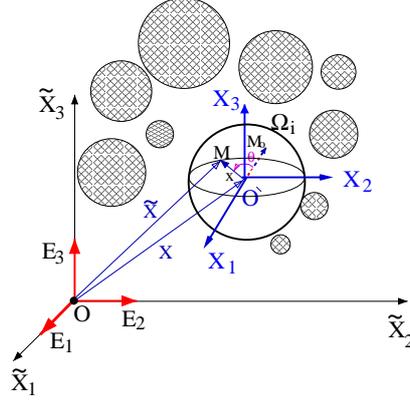


FIGURE 2.3 – Discrétisation spatiale d'un milieu discret

2.1.2.3 Discrétisation temporelle

L'équation de la dynamique est discrétisée en temps via un schéma d'intégration temporelle. A chaque pas de calcul, les liens de contact sont évalués sans forcément persister au cours du temps. Les interactions entre particules sont déterminées par le biais d'une loi de contact, qui est non-régulière dans le cas "Non Smooth" et régulière dans le cas "Smooth". Les forces et moments résultants sur chaque particule sont ensuite calculés et enfin, les positions et les vitesses des particules sont actualisées en résolvant les équations du mouvement.

Les schémas d'intégration en temps peuvent être classés en deux catégories : explicite et implicite. En général, les schémas explicites sont moins coûteux que les schémas implicites, qui nécessitent un calcul itératif à chaque pas de temps. Néanmoins, les schémas implicites se distinguent par leur capacité à travailler avec des pas de temps plus grands et par leur stabilité. Dans le cadre de ce travail, nous avons fait le choix d'intégrer l'équation du mouvement avec un schéma explicite Verlet-vitesses (2.6). Les nouvelles positions des particules $\vec{x}(t + \Delta t)$ au temps $t + \Delta t$, sont calculées à partir des anciennes positions $\vec{x}(t)$, vitesses $\vec{\dot{x}}(t)$ et accélérations $\vec{\ddot{x}}(t)$, au temps t . On retrouve, toutefois, une notion de prédiction-correction qui est portée uniquement sur la vitesse :

$$\begin{cases} \vec{x}(t + \Delta t) = \vec{x}(t) + \Delta t \vec{\dot{x}}(t) + \frac{\Delta t^2}{2} \vec{\ddot{x}}(t) \\ \vec{\dot{x}}(t + \Delta t) = \vec{\dot{x}}(t) + \frac{\Delta t}{2} (\vec{\ddot{x}}(t) + \vec{\ddot{x}}(t + \Delta t)) \end{cases} \quad (2.6)$$

Le pas de temps de calcul est adapté au cas étudié pour éviter la propagation de la perturbation provoquée au niveau du contact. Ce paramètre conditionne la stabilité de la résolution par la MED. Un compromis doit être déterminé entre la rigidité, l'amortissement, la densité et le pas de temps. Ce point sera abordé dans ce chapitre.

Le choix d'une loi de comportement locale, effective au contact va conditionner les propriétés du milieu modélisé.

2.1.3 Loi de comportement locale

La description locale du comportement au contact à l'aide de modèle prédétermine les propriétés macroscopiques du milieu étudié. Le contact élémentaire est défini figure 2.4. La particule i interagit avec la particule j , lorsque le contact est avéré, soit

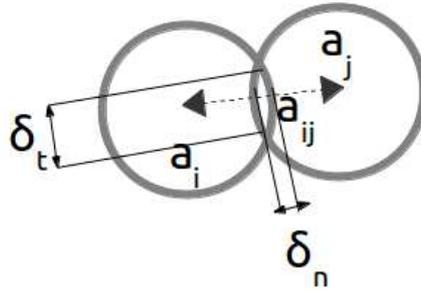


FIGURE 2.4 – Contact élémentaire

$\delta_n = a_{ij} - a_i - a_j < 0$, avec δ_n le chevauchement normal ou overlap inter-particulaire, a_{ij} la distance inter-centre, a_i et a_j désignent respectivement les rayons des particules i et j . La force résultante s'exerçant sur la particule i est composée de forces inter-particulaires (interactions) $F^\alpha = \sum_{j \neq i} F_{ij}$ et des forces extérieures F_i^{ext} . D'après (2.1.2.3), en distinguant les efforts de l'inertie, le système à résoudre par particule s'écrit :

$$\begin{cases} m_i \ddot{u}_i = \sum_{j \neq i} F_{ij} + F_i^{ext} \\ I_i \ddot{\theta}_i = \sum_{j \neq i} M_{ij} + M_i^{ext} \end{cases} \quad (2.7)$$

F_{ij} et M_{ij} sont les efforts et les moments d'interaction exercés par la particule j sur la particule i , dépendant du modèle choisi. F_i^{ext} et M_i^{ext} sont respectivement les efforts et les moments extérieurs agissant sur la particule i (gravité, chargement, ...). m_i , I_i , \ddot{u}_i et $\ddot{\theta}_i$ désignent respectivement la masse de la particule i , son moment d'inertie quadratique, son accélération et son accélération angulaire. Par commodité, cette force F_{ij} est projetée dans un repère local formé par le plan de contact, de direction normale \vec{n} et de direction tangentielle \vec{t} . Dans ces conditions, la force d'interaction exercée par la particule j sur la particule i s'écrit vectoriellement :

$$\vec{F}_{ij} = F_n \vec{n} + F_t \vec{t} \quad (2.8)$$

où F_n désigne la composante normale de \vec{F}_{ij} et F_t est la composante tangente, par rapport au plan de contact.

2.1.3.1 Modélisation d'un milieu discret discontinu

Les types d'interaction se distinguent par leur portée (à distance ou au contact). Dans cette section, les lois d'interaction discutées pour modéliser un milieu discret agissent uniquement au contact. Selon les sollicitations mécaniques et dynamiques, le contact élémentaire peut amener les particules à glisser, rouler, voire à rebondir l'une contre l'autre. Ces possibilités au contact confèrent le caractère discontinu et la modélisation consiste à supposer que les interactions sont régies par un système de type masse ressorts amortis, agissant au contact (figure 2.5). La réponse mécanique d'un milieu granulaire, soumis à des sollicitations mécaniques, dépend fortement du réseau de contact formé entre les particules, ce qui revient à supposer un réseau équivalent en terme de masse-ressorts-amortis. C'est pour cette raison que le choix d'une loi d'interaction est une étape très importante lors de la simulation par la MED. Plusieurs lois d'interaction peuvent être considérées. L'effort de contact est contrôlé par les paramètres élastiques qui sont les raideurs normale K_n et tangentielle K_t , les dissipations normale C_n et tangentielle C_t . De façon synthétique et non incrémentale, les composantes de la force de contact finale

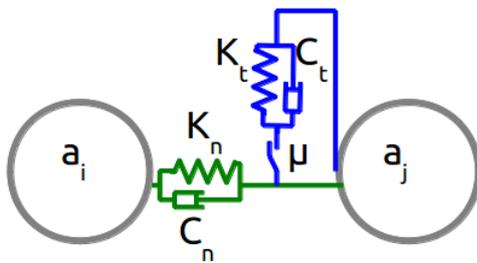


FIGURE 2.5 – Modélisation du contact entre deux particules

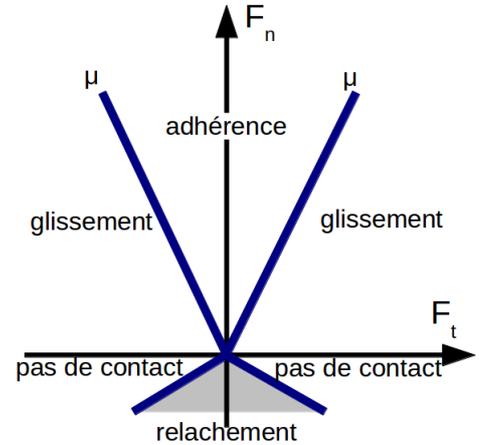


FIGURE 2.6 – Cône de Coulomb

s'écrivent sous la forme suivante, si $\delta_n < 0$:

$$\begin{cases} F_n = K_n \times \delta_n + C_n \times \vec{u} \cdot \vec{n} \\ F_t = K_t \times \delta_t + C_t \times \vec{u} \cdot \vec{t} \end{cases} \quad (2.9)$$

avec \vec{u} la vitesse relative entre les particules, au point de contact. δ_t le déplacement tangentiel au contact approché par l'expression $u_t = \vec{u} \cdot \vec{t} \Delta t$, avec Δt le pas de temps de calcul. Si les particules peuvent frotter au contact, le coefficient de frottement sec de Coulomb μ est introduit et joue un rôle dissipatif au même titre que les coefficients C_n et C_t .

F_t , dans l'équation (2.9) est donc une force candidate au contact. La loi de frottement de

Coulomb déterminant le statut du contact, résumée par le cône de Coulomb 2D (figure 2.6) permet de déterminer la composante F_t , en tenant compte du frottement sec :

$$F_t = -\min(F_t, \mu F_n) \times \text{sgn}(\vec{u} \cdot \vec{t}) \quad (2.10)$$

Le choix des paramètres (K_n , K_t , C_n , C_t) agissant au contact constitue l'étape la plus importante de la modélisation et les propriétés de l'assemblage en sont dépendantes. Rester dans le domaine élastique des matériaux force à choisir des raideurs suffisamment élevées pour que l'enfoncement δ_n reste faible comparé à la taille des particules. La littérature scientifique propose de nombreux modèles en fonction du problème étudié. Une étude exhaustive sur la détermination des raideurs et des amortisseurs dépasse le cadre de ce travail de thèse. Les raideurs existantes se distinguent par leurs réponses à un chargement.

— **Modèles linéaires :**

Ces paramètres sont interdépendants et la façon la plus intuitive de les déterminer consiste à les choisir constants [85, 89, 91, 92]. D'autres auteurs proposent des formules analytiques déduites des lois de la résistance des matériaux [93]. Pour deux particules en contact dont l'enfoncement varie linéairement avec le chargement, l'estimation de la raideur normale s'écrit :

$$K_n = 4E_{ij}R_{eff} \quad (2.11)$$

$E_{ij} = 2E_iE_j/E_i + E_j$ est le module de Young équivalent avec E_i et E_j les modules de Young respectifs des particules i et j en contact. $R_{eff} = \frac{a_i a_j}{a_i + a_j}$ est le rayon équivalent. Tan [94] établit une équation similaire à 2.11, pour des disques. Dans certains cas, l'évaluation de ces grandeurs peut se faire à l'aide d'essais expérimentaux (rebonds). Les propriétés des matériaux en contact peuvent aussi être connues. Une fois le paramètre K_n déterminé et selon le type d'application, la dissipation peut être déduite, à partir de la solution mathématique d'un système harmonique amorti. Un nouveau paramètre numérique $\beta \in [0, 1]$ permet d'ajuster cette dissipation, à partir de l'amortissement critique pour refléter l'amortissement du matériau [95].

$$C_n = 2\sqrt{K_n m_{ij}} \times \beta \quad (2.12)$$

avec $m_{ij} = \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}$, la masse réduite des particules i et j .

Dans la direction tangente, Cundall [85] montre qu'un rapport $K_t/K_n = 1$ n'influence pas fondamentalement les simulations numériques. D'autres auteurs font la même remarque en choisissant un rapport $C_t/C_n = 1$. Avec ces considérations, les paramètres K_t , C_n et C_t sont tous fixés à partir du modèle de K_n . Cette démarche

simple implique un comportement harmonique amorti du matériau.

— **Modèles non-linéaires :**

Lorsque l'on s'intéresse aux détails des interactions de contact, la théorie de Hertz force à reconsidérer un enfoncement δ_n non-linéaire avec le chargement. Les résultats de Hertz [14] conduisent à reformuler l'équation (2.9). Les expressions des raideurs normale et tangente sont déduites des caractéristiques des matériaux et des dimensions des particules en contact et un rapport $K_t/K_n \in [2/3, 1]$ [96]. Cette limite s'explique par le fait que la plupart des matériaux ont un coefficient de Poisson $0 < \nu < 1/2$. Dans le cas de particules sphériques en contact, Mindlin et Deresiewicz [97] établissent les relations suivantes :

$$K_n^H = \frac{4G\sqrt{R_{eff}}}{3(1-\nu)}\sqrt{\delta_n} \quad (2.13)$$

où $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ est le module de cisaillement, E , le module de Young et ν , le coefficient de Poisson des matériaux considérés, lorsqu'ils sont identiques. Tsuji [95] pour des solutions sans glissement établit la raideur tangente :

$$K_t^H = \frac{2(3R_{eff}G^2(1-\nu))^{1/3}}{2-\nu} |F_n|^{1/3} \quad (2.14)$$

Ces grandeurs conservent une dimension de raideur [$N.m^{-1}$] et le rapport $\frac{K_t^H}{K_n^H} \approx 0.8$, pour $\nu = 0.3$ valable pour la plupart des matériaux [96]. On peut aussi choisir le même rapport pour $\frac{C_t^H}{C_n^H}$. L'amortissement visqueux associé est déduit heuristiquement à partir de l'équation 2.12, en remplaçant K_n par K_n^H et K_t par K_t^H .

Ces choix de raideurs et de dissipations décrivent un comportement élastique local non-linéaire, dont la principale caractéristique se résume par la proportionnalité inter-particulaire suivante :

$$F_n \propto \delta_n^N \quad (2.15)$$

L'exposant $N = 3/2$ signe le contact de Hertz ponctuel (sphère en contact, voir plus bas 2.3.2.2). Des modèles équivalents existent pour les contacts linéaires (cylindres en contact) avec des exposants différents.

Ce type de modèle est couramment utilisé dans les approches MED, dès lors que l'étude s'intéresse à la répartition du chargement au sein d'un milieu divisé. Lorsque le comportement micro-mécanique ne s'intéresse pas aux détails des interactions, comme pour des écoulements rapides, le modèle linéaire est à privilégier, en permettant de travailler avec des pas de temps plus grands. Le comportement qualitatif global reste réaliste.

2.1.3.2 Modélisation d'un milieu discret continu

Modéliser le comportement d'un milieu continu est d'ordinaire réservé aux méthodes par éléments finis. Néanmoins, grâce aux avancées actuelles, la MED est en mesure de reproduire le comportement de ces milieux, à l'aide d'empilements de particules collées entre elles (figure 2.7). Le principe sous-entendu par ces modèles consiste à s'opposer élastiquement aux relâchements du contact. Ainsi, un empilement granulaire formé de contacts persistants décrit un milieu discret continu.

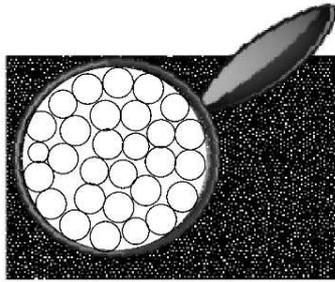


FIGURE 2.7 – Milieu continu effectif modélisé par des éléments discrets

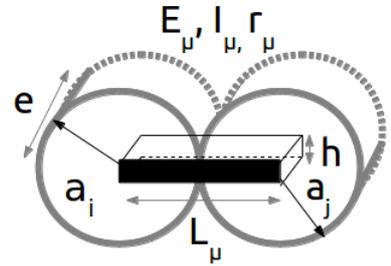


FIGURE 2.8 – Modélisation du contact cohésif

— Description du modèle

Reproduire fidèlement le comportement élastique d'un milieu continu impose des liens cohésifs entre les particules discrètes. Un modèle de type "Lattice" est considéré [93, 11, 12] avec les interactions entre particules modélisées par des poutres de longueur L_μ , de module de Young E_μ , de section droite A_μ et de moment quadratique I_μ (figure 2.8). Un critère de rupture peut éventuellement être envisagé pour des applications dédiées à la rupture ou à la fatigue du matériau [12]. Une fois le seuil atteint (critère de fatigue, loi de cumul d'endommagement, etc), le joint de colle est simplement rompu. Le contact entre particules non-cohésives sera géré de manière classique avec un modèle de type ressort-amortisseur. En toute rigueur, si une étude de fatigue du matériau était à envisager, celle-ci nécessiterait de revoir le modèle "poutre" élastique en un modèle élasto-plastique. La formulation de type "Lattice" est écrite sous la forme d'un système d'équations :

$$m_i \ddot{u}_i = F_i^{ext} + \sum_j F^{i \rightarrow j} \tag{2.16}$$

$$I_i \ddot{\theta}_i = M_i^{ext} + \sum_j M^{i \rightarrow j} \tag{2.17}$$

- M_i est la matrice de masse élémentaire, I_i est le moment d'inertie quadratique.
- $F^{i \rightarrow j}$ et $M^{i \rightarrow j}$ sont respectivement l'effort et le moment d'interaction de la particule j

sur la particule i .

- F^{ext} et M^{ext} sont respectivement l'effort et le moment extérieurs appliqués sur la particule i .

Les efforts locaux de cohésion au niveau du joint de colle entre deux particules cohésives i et j sont calculés à partir du système suivant :

$$\begin{bmatrix} F_n^{i \rightarrow j} \\ F_t^{i \rightarrow j} \\ M_{i \rightarrow j}^{int} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_\mu A_\mu}{L_\mu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12E_\mu I_\mu}{L_\mu^3} & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} \\ 0 & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} & \frac{4E_\mu I_\mu}{L_\mu} & \frac{2E_\mu I_\mu}{L_\mu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_n^i - u_n^j \\ u_t^i - u_t^j \\ \theta_i \\ \theta_j \end{bmatrix}$$

où θ_i et θ_j sont respectivement les rotations des particules i et j . La section droite A_μ de la poutre (joint de colle) est rectangulaire d'épaisseur e et de hauteur h :

$$h = r_\mu \frac{a_i + a_j}{2} \quad (2.18)$$

où r_μ est un paramètre sans dimension strictement positif.

Le modèle élémentaire est caractérisé par les paramètres (E_μ, I_μ, r_μ) qu'il faut évaluer de façon à reproduire le comportement du milieu continu modélisé. Pour ce faire, une méthode d'identification, à partir d'essais en traction est nécessaire afin de calibrer les paramètres mécaniques macroscopiques (E_M, ν_M) du matériau continu équivalent. Pour être valable, cette démarche est appliquée sur un empilement aux propriétés spécifiques.

— Précautions sur l'empilement

En plus de ces paramètres, la qualité de l'échantillon granulaire joue un rôle important et certaines précautions sont prises lors de sa génération et de sa préparation. Ainsi, l'empilement compacte doit respecter les propriétés suivantes :

- une compacité située autour de 86 % (modélisation 2D [98]),
- une répartition isotrope des contacts,
- une homogénéité par volume élémentaire représentatif.

Respecter ces contraintes impose de générer un empilement granulaire légèrement polydisperse, en choisissant les rayons suivant une densité de probabilité Gaussienne. La méthode de génération par égrènement sans frottement à partir d'un point source, suivi

d'une compression isotrope est utilisée pour la préparation de l'échantillon. La méthode de déplacement-grossissement des particules en volume fini, basée sur l'algorithme Lubachevsky-Stillinger [99] est aussi adapté.

2.1.3.3 Calcul du pas de temps critique

En se plaçant dans le cas d'un schéma d'intégration explicite, la condition de stabilité est garantie pour un pas de temps critique Δt_{crit} qui assure la convergence. Il s'agit d'un pas de temps qui peut reproduire correctement la propagation d'ondes. Le mode propre au contact entre deux particules est supposé indépendant des autres contacts et il est calculé en translation et en rotation [100]. Un pas de temps critique est alors calculé pour chaque paire de contact :

$$\Delta t_{crit}^c = \min \left(\sqrt{\frac{m_{ij}}{K_n}}, \sqrt{\frac{J}{K_t \times a_{i,j}^2}} \right) \quad (2.19)$$

où m est la masse réduite, J le moment d'inertie et $a_{i,j} = \min(a_i, a_j)$. Le pas de temps critique à adopter pour la résolution du système est déduit par :

$$\Delta t_{crit} = C_t^s \cdot \min_{c \in \zeta} \Delta t_{crit}^c \quad (2.20)$$

où ζ désigne l'ensemble des contacts du milieu granulaire simulé. En pratique et par sécurité, le pas de temps choisi est inférieur au pas de temps critique. Ce coefficient de sécurité C_t^s , généralement autour de 1/10, offre l'opportunité de ne calculer qu'une seule fois le pas de temps critique, valable tout au long de la résolution du système. En effet, il peut y avoir une évolution du système vers un état moins stable, engendrée par l'apparition ou la disparition des contacts. Toutefois, cette évolution reste dans le domaine de stabilité, dans la mesure où le pas du temps Δt est suffisamment faible.

2.2 Code de calcul MULTICOR

MULTICOR est un code de calcul par éléments discrets initialement développé par J. Fortin [9] avec un environnement open source en langage Fortran. Il permet de traiter des problèmes numériques en considérant des éléments discrets cylindriques ou sphériques. Dans sa version de base, MULTICOR utilise le concept NSCD en s'appuyant sur le formalisme du bipotentiel [101] qui permet de modéliser les effets dynamiques avec une discrétisation en temps grande en comparaison avec les techniques numériques basées sur la régularisation.

Son originalité réside dans la résolution de problèmes multi-physiques couplés. Au fil des années, ce code de recherche s'est étoffé pour étudier des phénomènes de transferts électriques et/ou thermiques au sein d'un milieu granulaire. Les travaux menés par V.D. Nguyen dans le cadre du projet MULTICOR [102, 9] ont conduit à un outil numérique permettant de modéliser le transfert de chaleur dans un milieu granulaire [103, 104]. La prise en compte des flux de chaleur générés par friction se fait par le biais de la conductance thermique de contact, calculée à partir de la théorie de Hertz. L'état mécanique déterminé par une résolution MED sert ainsi de base à l'étude des phénomènes de transfert. Plus tard, K. Bourbatache a implémenté un modèle de transfert électrique dans les milieux granulaires [13], en se basant sur les travaux de A. Tekaya [5, 105]. Enfin, pour réaliser des études multi-échelles et multi-physiques avec un temps de calcul optimisé, les travaux de H. Haddad [10] ont couplé la MED avec la MEF avec la technique Arlequin. Des études tribologiques et multi-physiques sur les interfaces de contact sont désormais rendues accessibles. Plus récemment, les travaux de thèse de S. Martin ont enrichi les développements multi-physiques menés depuis plusieurs années, en intégrant la modélisation du frittage [106].

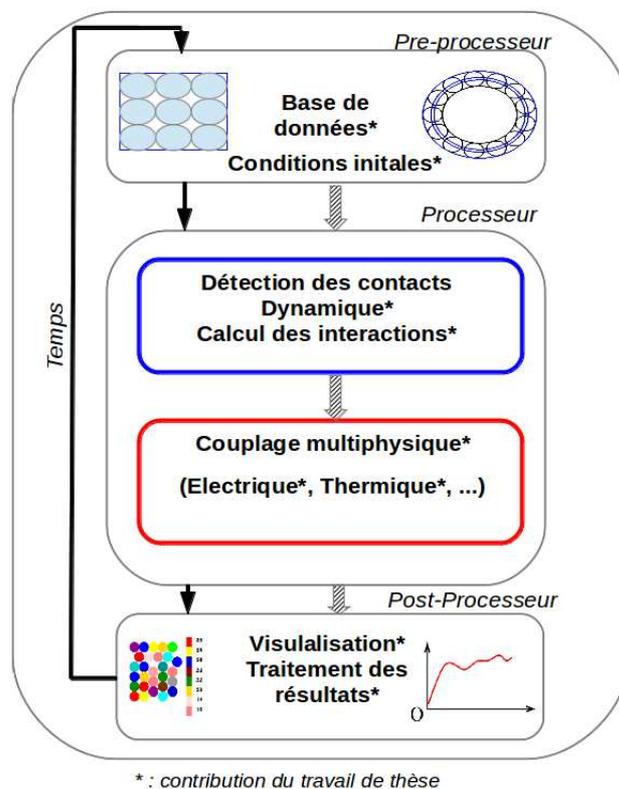


FIGURE 2.9 – Architecture du code de calcul éléments discrets MULTICOR

La figure 2.9 montre l'organisation du code de calcul MULTICOR. Ce travail de thèse intervient à plusieurs niveaux. En début de thèse, nous nous sommes confrontés à cer-

taines restrictions dues à la résolution "NSCD" initiale. La prise en compte d'un chargement mécanique typique dans le roulement conditionnant l'état électrique ainsi que l'introduction de défauts sans violer la condition de Signorini se sont révélées compliquées. Malgré ces restrictions, la modélisation d'un roulement avec un chargement isotrope et avec défauts a permis d'obtenir des simulations électromécaniques [107, 108] et ainsi venir compléter la caractérisation de l'état électrique d'un roulement [109].

2.2.1 Développement numérique

D'un point de vue numérique, le roulement est un candidat idéal pour une modélisation globale à l'aide de la méthode des éléments discrets. L'état de l'art actuel sur la méthode des éléments discrets nous a conduit à essayer de combler les limitations liées aux autres méthodes utilisées pour étudier le comportement mécanique du roulement (voir 1.3). La MED appliquée au roulement réunit un milieu discontinu (système multi-contacts) avec un milieu continu (bagues de roulement).

D'un point de vue mécanique, pour la modélisation numérique :

- les éléments roulants ainsi que la cage sont assimilés à une chaîne granulaire multi-contacts, formant un milieu discontinu contraint par des bagues.
- les bagues sont assimilées à un milieu continu qui peut se déformer.
- les deux milieux sont liés par un réseau de contacts.

Les particules constitutives de chaque milieu n'ont pas la même échelle de description.

Il ressort de la figure 2.9, un important travail de développement numérique pour améliorer notre compréhension de la réponse électromécanique d'un milieu divisé [110, 105, 111].

Le travail de thèse a consisté à :

- développer l'approche de type "Smooth" et déterminer les modèles adaptés au cas du roulement (billes ou cylindres),
- élaborer un protocole de chargement mécanique conforme au composant roulement en dynamique,
- déterminer les surfaces de contact impliquées dans le transfert électrique par la théorie de Hertz et la réponse électrique avec des bagues rigides,
- prendre en compte un défaut (chargement anormal ou défaut géométrique),
- introduire des bagues déformables à l'aide d'un modèle cohésif calibré pour l'acier de roulement et simuler la réponse électrique associée.

Ces développements s'accompagnent de la mise en place d'outils de post-traitements pour analyser les résultats des simulations et les mesures expérimentales.

- visualisation graphique à l'aide de librairie OpenGL (contraintes dans les bagues, répartition du chargement, potentiels électriques, déformées, champs des vitesses, ...),
- connexion avec les logiciels Gnuplot et Matlab pour le traitement des données (calcul d'indicateurs statistiques, calcul spectraux, ajustement de modèles théoriques, ...).

2.3 Background Électromécanique

Les études menées au cours des projets pilotés par l'Université de Picardie Jules Verne, au sein du Laboratoire des Technologies Innovantes ont montré la pertinence des mesures électriques localisées sur les interfaces [13, 5, 31]. Une aboutissement de ces travaux par l'entreprise FOREST-LINE a permis la réalisation d'un prototype électronique optimisant l'accostage outil-pièce dans les procédés de reprise d'usinage à grande vitesse [4, 6]. Les problèmes de transfert d'information ou d'énergie, à travers les interfaces de contact sont au cœur des ces activités de recherche. Pour le transfert électrique, un phénomène de transition de phase d'un état isolant vers un état conducteur, connu sous le nom d'effet Branly, encore mal compris est souvent identifié sur ces interfaces statiques. Le couplage multi-physique complexe au contact en est la raison.

2.3.1 L'effet Branly

Edouard Branly [112] à la fin du *XIX^{ème}* siècle met au point le premier radioconducteur (ou cohéreur), constitué d'un tube de verre d'environ 3 mm de diamètre dans lequel sont introduits deux pistons métalliques distants de 1 mm. L'espace est rempli d'une limaille métallique, assimilable à un milieu granulaire. Branly constate qu'en présence d'un rayonnement électromagnétique ou d'un courant, la résistance électrique de son dispositif initialement élevée, chute jusqu'à plusieurs ordres de grandeur. Il constate aussi qu'un choc sur ce milieu ramène la résistance électrique à son état initial. L'histoire raconte qu'à cette époque, les paratonnerres à tubes à limaille destinés à protéger les lignes télégraphiques devenaient inexplicablement conducteurs et donc perdaient leur fonction. L'effet Branly se manifeste lorsque l'on mesure la caractéristique courant-tension d'un milieu divisé. Cette caractéristique décrit un comportement non-linéaire et hystérétique.

Il semble que cette instabilité ou transition de phase d'un état isolant vers un état conducteur, apparaît lorsqu'une couche d'oxyde recouvre le matériau en surface [111].

La figure 2.10 montre une hystérèse électrique typique d'un milieu granulaire métal-

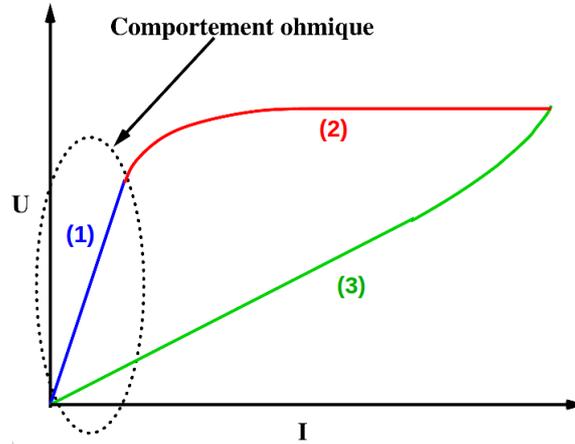


FIGURE 2.10 – Caractéristique courant-tension avec l'Effet Branly

lique où l'Effet Branly est décomposé en 3 étapes. Lorsque le courant augmente jusqu'à quelques milliampères (1), la résistance électrique du milieu est constante (ohmique). Dès lors que le courant devient suffisant (2), dépendant du chargement, la résistance électrique sature. Ce phénomène s'explique en supposant qu'il y a rupture de la couche d'oxyde causée par un couplage thermoélectrique qui tend à fusionner les contacts initialement oxydés. Le comportement électrique n'est plus ohmique et l'effet Tunnel participe au transfert du courant à l'interface [105, 113]. La température du contact est suffisante pour créer des micro-ponts figeant le contact, ce qui explique la saturation de la caractéristique I-U. Lorsque le courant décroît (3), le système retrouve un comportement ohmique avec les interfaces figées, moins résistif qu'en phase (1). Si une nouvelle mesure de la caractéristique I-U est réalisée à la suite de cette première boucle de courant ((1)+(2)+(3)), le système reste dans la configuration ohmique figée (3). Pour retrouver un comportement hystérétique, un choc sur le milieu suffit à briser les micro-ponts formés. Le lecteur jouit d'une littérature conséquente sur ce sujet qui continue de passionner la Communauté Scientifique [114, 115, 116, 117].

2.3.2 Milieu granulaire métallique et lien avec le roulement

L'effet Branly décrit ci-dessus est identifié dans un milieu granulaire et dans un roulement, en statique. L'étude de la réponse électrique d'un milieu granulaire métallique en

fonction du chargement a permis de construire un modèle de couplage électromécanique, valable pour la partie ohmique décrite par la phase (1) de la figure 2.10.

2.3.2.1 Modèle électrique

Un empilement granulaire métallique comprimé se comporte comme un conducteur ohmique. Généralement lorsque l'on s'intéresse à ce type de problème, les modèles sont construits à l'échelle du contact, avec la théorie de Hertz. La résistance électrique élémentaire au contact de rayon apparent r est pour la première fois décrite par Maxwell, à partir de la loi d'Ohm :

$$R_H = \frac{1}{2\gamma r} \quad (2.21)$$

γ est la conductivité électrique du matériau. Holm [118] a ensuite généralisé le modèle ci-dessus, à une interface plus complexe, en considérant que le rayon de contact apparent r est formé de discoïdes de rayon r_i avec $i = 1, n$, uniformément répartis dans la surface de contact. La résistance de contact de Holm, formée de résistances élémentaires et d'une résistance d'interaction (2.21) associées en parallèle s'écrit :

$$R_H = \frac{1}{2\gamma r} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\gamma r_i} \quad (2.22)$$

Sur le même principe, Greenwood [119, 120] reprend le modèle de Holm pour l'appliquer à une répartition aléatoire et de tailles variées des discoïdes au sein du contact. Ces modèles testés numériquement, dans une approche MED se sont révélés insuffisants pour les milieux granulaires. Notamment, lorsqu'il a fallu décrire l'évolution de la résistance équivalente d'un milieu en fonction du chargement mécanique.

Un nouveau modèle électrique est proposé (2.23) consistant à associer à chaque paire de contacts (nœud du réseau), une résistance électrique locale, figure 2.11 et figure 2.12.

Le modèle de Holm s'écrit avec les rayons de contact tandis que le modèle proposé s'intéresse aux surfaces de contact. A l'échelle étudiée (milieu granulaire formé de particules macroscopiques), le modèle de Holm ne reflète pas la dépendance en force captée par la résistance électrique mesurée du milieu (effective). Cependant, pour des applications à des échelles plus fines, le modèle de Holm convient [121].

La conductance élémentaire C_{ij}^k s'écrit entre deux contacts i et j supposés parfaits formant un nœud d'une même particule macroscopique k , sous la forme :

$$C_{ij}^k = \frac{1}{R_{ij}^k} = \frac{\gamma S_i S_j}{2V_k} (1 - \cos \theta_{ij}) \quad (2.23)$$

R_{ij}^k désigne la résistance élémentaire définie par l'inverse de la conductance. γ est la conductivité électrique du matériau, V_k le volume d'une particule, θ_{ij} est l'angle de contact

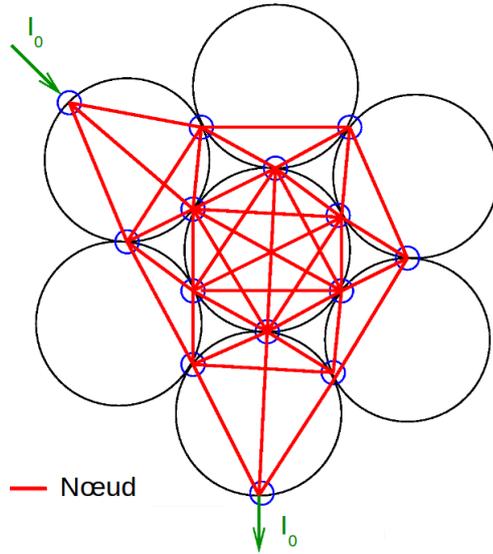


FIGURE 2.11 – Construction du réseau électrique

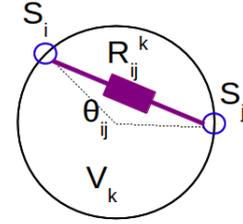


FIGURE 2.12 – Modèle électrique proposé

formé par i et j , évalué à partir du centre de la particule k . Enfin S_i et S_j désignent respectivement la surface de contact i et j . Ce modèle macroscopique couple les contacts par l'intermédiaire des surfaces de contact et non pas avec les rayons de contact comme le suggère l'expression (2.21). La conséquence est que la résistance équivalente du milieu, en fonction du chargement suit deux lois différentes. Le contact métal-métal associé à une résistance est supposé être le mécanisme principal responsable du transfert électrique. La méthodologie adoptée, avec un circuit équivalent de résistance électrique rend l'enrichissement du modèle facilement envisageable, sous réserve de connaître le modèle électrique élémentaire (diodes, capacité, ...). Dans certaines conditions, la couche d'oxyde à l'interface peut ainsi jouer le rôle d'une diode ou d'une capacité, et le circuit élémentaire passe d'une simple résistance R à un circuit $C - R - C$. Dans ce cas, la grandeur mesurée est une impédance électrique.

2.3.2.2 Couplage électromécanique hertzien

D'après l'expression (2.23), les surfaces de contact sont responsables du couplage électromécanique. La détermination de ces grandeurs se fait par la théorie de Hertz [14] avec les hypothèses restrictives suivantes :

- les surfaces sont continues (lisses) et non conformes (rayons de courbure très différents),
- les déformations au contact sont petites par rapport à la taille des particules,

2.3 Background Électromécanique

- chaque particule est considérée comme un milieu semi-infini, homogène et isotrope,
- il n'y a pas de frottement (pas de contrainte de cisaillement) et les contraintes internes ne dépassent pas la limite d'élasticité des matériaux,
- le contact est supposé purement élastique.

Hertz montre que deux corps sphériques i et j soumis à un chargement mécanique forment une surface $S = \pi r_{ij}^2$ (figure 2.13) dont le rayon augmente avec l'enfoncement δ_n , lié au chargement imposé F_n , par une relation non-linéaire (2.24) :

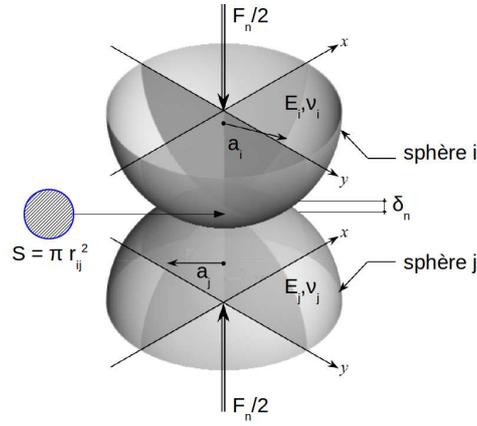


FIGURE 2.13 – Contact hertzien entre 2 sphères

$$F_n \propto \delta_n^{3/2} \quad (2.24)$$

En se basant sur un calcul énergétique élastique, Hertz établit la relation (2.25), liant le rayon de contact r_{ij} avec la charge F_n :

$$r_{ij} = \left(\frac{3F_n R_{eq}}{4E_{eq}} \right)^{1/3} \quad (2.25)$$

avec $\frac{1}{E_{eq}} = \frac{1-\nu_i^2}{E_i} + \frac{1-\nu_j^2}{E_j}$, le module de Young équivalent si les particules sont formées de matériaux différents avec les propriétés élastiques respectives suivantes (E_i, ν_i) et (E_j, ν_j) . $\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{a_i} + \frac{1}{a_j}$, avec R_{eq} , le rayon équivalent.

Pour un contact linéique formé par des cylindres de longueur l , d'axes parallèles, la relation liant F_n à l'enfoncement δ_n est linéaire. La largeur de contact s'écrit :

$$r_{ij} = \left(\frac{2F_n R_{eq}}{E_{eq}} \right)^{1/2} \quad (2.26)$$

La surface de contact rectangulaire est alors déduite par $S_{ij} = 2lr_{ij}$.

Les simulations électromécaniques supposent que la surface de transfert électrique est confondue avec la surface de contact de Hertz. La rugosité et l'échauffement du contact par effet Joule sont ignorés. Ces hypothèses fortes sont discutées [111, 122, 110] et justifieront des résultats numériques plus conducteurs que les mesures expérimentales.

2.3.2.3 Résolutions numérique et principaux résultats

La résolution du problème électrique, initiée par les travaux de Renouf et Fillot [123] nécessite d'écrire la loi d'Ohm, sous une forme matricielle [121, 13]. La résolution s'effectue à l'équilibre, lorsque les efforts de contact n'évoluent plus au cours du temps. Le courant électrique est alors conservé (figure 2.11). Cette procédure devient coûteuse en temps de calcul à mesure que le nombre de particules augmente.

La réponse électromécanique bidimensionnelle (coupe verticale) d'un empilement comprimé verticalement, composé de 800 particules sphériques est proposée dans la figure 2.14. Un courant de 0.1 A parcourt le milieu conducteur de bas en haut. La figure 2.14

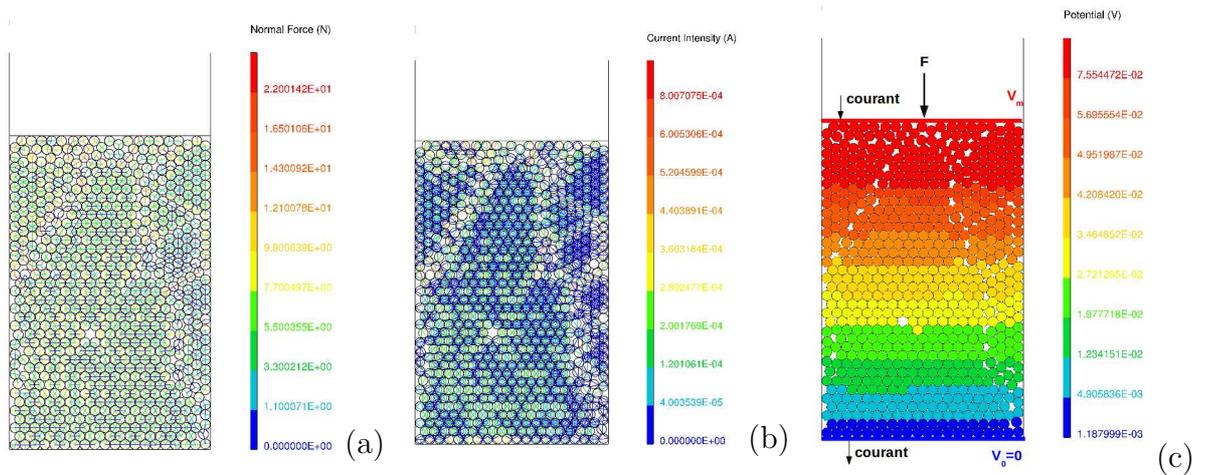


FIGURE 2.14 – Distribution (a) des efforts de contact (b) de l'intensité du courant électrique (c) du potentiel électrique

montre que l'intensité du courant 2.14(b) suit la distribution des efforts 2.14(a). Les particules les plus sollicitées mécaniquement, laissent aussi passer davantage de courant, leur résistance électrique est plus faible. Le potentiel électrique est distribué selon un gradient et les isopotentiels sont repartis par couches horizontales, pour un système avec des parois latérales électriquement isolantes et un chargement F vertical. La résistance moyenne effective du milieu est alors déterminée par le rapport $R_{eq} = \frac{V_m - V_0}{I}$, avec les potentiels moyens évalués aux surfaces entrante et sortante.

Deux études numériques [13, 5] ont été comparées à des mesures expérimentales afin de

valider le modèle électrique donné par l'expression (2.23). Les comportements suivants ont été retrouvés :

- l'influence du nombre de particules métalliques de l'empilement sur la résistance électrique équivalente du milieu,
- l'influence du chargement mécanique sur la résistance électrique équivalente du milieu.

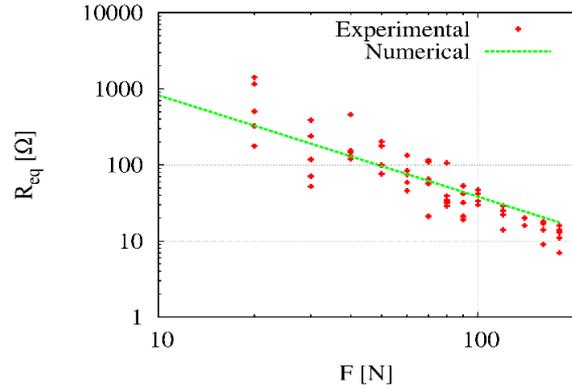


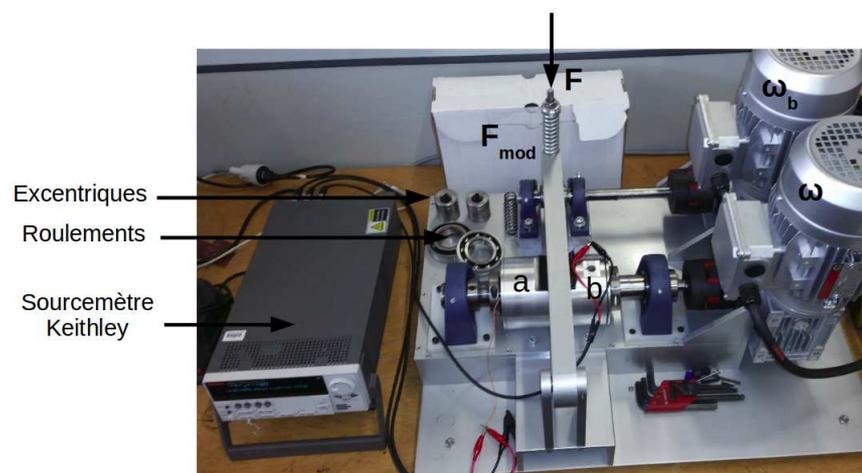
FIGURE 2.15 – Résistances électriques équivalentes numérique et expérimentale en fonction du chargement d'un empilement granulaire métallique composé de 100 particules

La figure 2.15 montre la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux. Le comportement linéaire, en échelle logarithmique approche une pente de $-4/3$, liée à la théorie de Hertz appliquée au modèle électrique (2.23). En effet, d'après les expressions (2.23) et (2.25), la conductance effective du milieu C est proportionnelle à la surface de contact de Hertz élevée au carrée ($S_i S_j \propto r^4$ avec $r \propto F^{1/3}$), d'où $R_{eq} \propto F^{-4/3}$. Cependant, les résultats numériques restent moins résistifs (jusqu'à un facteur 100) que les mesures expérimentales, pour la même tendance en $-4/3$. La raison évoquée réside dans la surestimation de la surface de transfert électrique (Hertz + rugosité ignorée) sans tenir compte de l'influence de la couche d'oxyde. La surface de transfert serait composée d'une multitude de micro-spots dont la somme des micro-surfaces à caractère hertzien donne finalement moins de 1 % de la surface de Hertz apparente [124].

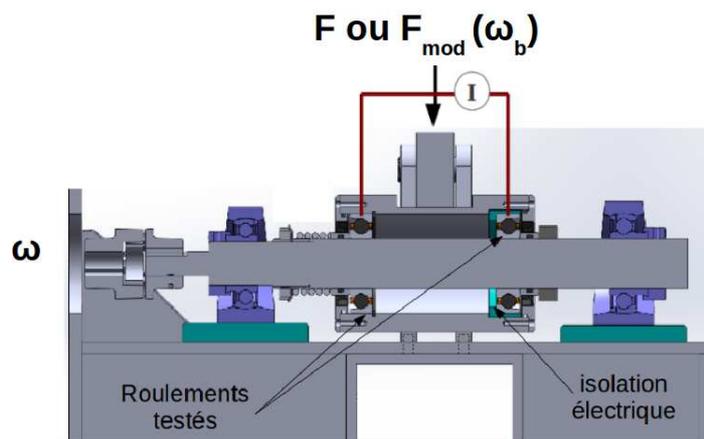
Les possibilités d'une mesure électrique au sein de système multi-contacts statiques (milieu granulaire) sont étendues à un système multi-contacts dynamique (le roulement). Pour cela, la démarche de validation associant simulations numériques discrètes et expérimentations est reprise.

2.4 Banc d'essai

Un banc expérimental a été élaboré pour réaliser des mesures électriques sur un montage avec des roulements dans des conditions de fonctionnement conformes à une utilisation standard des composants. Le dispositif photographié figure 2.16(a) avec sa CAO figure 2.16(b) permet de mesurer la réponse électrique de deux roulements identiquement chargés radialement à l'aide d'un bras de levier, contraint par un ressort couplé associé à un excentrique.



(a)



(b)

FIGURE 2.16 – (a) Banc expérimental avec son dispositif de mesure électrique (b) Vue CAO en coupe

Le circuit électrique équivalent oblige à considérer 2 roulements identiques chargés et une partie de l'arbre associés en série. La résistance de l'arbre étant constante, in-

dépendante du chargement et relativement faible, les variations de résistance mesurées sont supposées principalement dues aux roulements. La résistance électrique d'un seul roulement est alors déduite en multipliant la résistance mesurée par un facteur 1/2 (roulements et chargements identiques). Ce type de montage classique (d'après la figure 1.11) est plus avantageux pour la mesure électrique d'un seul roulement puisque les électrodes (a) et (b), figure 2.16(a) sont situées sur les bagues fixes. Mesurer directement la résistance électrique d'un seul roulement suppose un contact frottant (bague intérieure/fil) qui modifie considérablement la mesure électrique. Ce type de mesure a d'ailleurs été réalisé, à la demande de l'industriel MERSEN, dans une étude tribologique consacrée au contact glissant bague/fil dans un baguier éolien [7], pour répondre à des problématiques de transfert d'information (protocole) .

2.4.1 Paramètres variables et protocole de mesure

La mesure électrique est sensible à plusieurs paramètres. Parmi eux, la qualité du montage joue un rôle essentiel et reste difficile à contrôler. Les paramètres du banc ajustables sont :

- le chargement radial F appliqué sur la partie haute du palier, pouvant atteindre 10 kN, réparti équitablement sur les deux roulements. Des ressorts de raideur $K_{F_r} = 200 \text{ N/mm}$ et $K_{F_r} = 600 \text{ N/mm}$ détermine l'intensité du chargement,
- la vitesse ω de l'arbre principal, animée par un moteur de 2 kWh associé à un réducteur de rapport 1/10. La vitesse maximale atteinte avec le réducteur est de 150 tours/min,
- les roulements testés : SKF 7308 à contact oblique avec 13 éléments roulants et SKF 6208 à contact radial avec 9 éléments roulants,
- un chargement alternatif F_{mod} modulable en intensité ou en fréquence, qui s'ajoute au chargement radial initial. Le nouveau chargement radial devient $F \rightarrow F + F_{mod} \cos(\omega_b t)$ et F_{mod} peut prendre les valeurs suivantes : 200 N, 500 N et 1000 N grâce à des excentriques interchangeables dont les valeurs d'excentration sont 1 mm, 2.5 mm et 5 mm. La vitesse ω_b est appliquée par un second moteur de 2 kWh associé à un autre réducteur de rapport 1/10. La vitesse ω_b est ainsi décorrélée de la vitesse ω , pour considérer des balourds externes.

Concernant le protocole de mesure, la résistance électrique est mesurée entre deux électrodes (a) et (b) qui assurent un circuit électrique fermé, à l'aide d'un Keithley, d'ordinaire

réservé pour des mesures de précision sur des semi-conducteurs. Un faible courant de 100 mA, nécessaire à la mesure traverse le système d'une électrode à l'autre pour en mesurer la différence de potentiel associée U , évaluée entre les bagues externes des roulements. La connectique entre l'appareil et les électrodes est adaptée pour réaliser des mesures 4 points et ainsi soustraire la résistance électrique induite par les fils. Le Keithley est connecté à un ordinateur via un port RJ45 et une application dédiée gère les mesures (appliquer une boucle de courant) et les données. La résistance expérimentale d'un roulement est alors déduite au cours du temps par $R = \frac{1}{2} \frac{U}{I}$. La fréquence d'échantillonnage est fixée à $f_{ech} = 10$ Hz pour un temps de mesure de 100 secondes, pour une application à basse vitesse.

2.4.2 Mesures électriques en statique

La caractéristique courant-tension est mesurée entre les électrodes (a) et (b), figure 2.16, pour différents chargements. Le protocole consiste à appliquer une boucle de courant (I allant linéairement de 0 mA à 100 mA puis de 100 mA à 0 mA) et de mesurer le potentiel U . Les roulements 6208 sont à l'arrêt et les interfaces de contact sont renouvelées entre chaque mesure, par rotation des roulements.

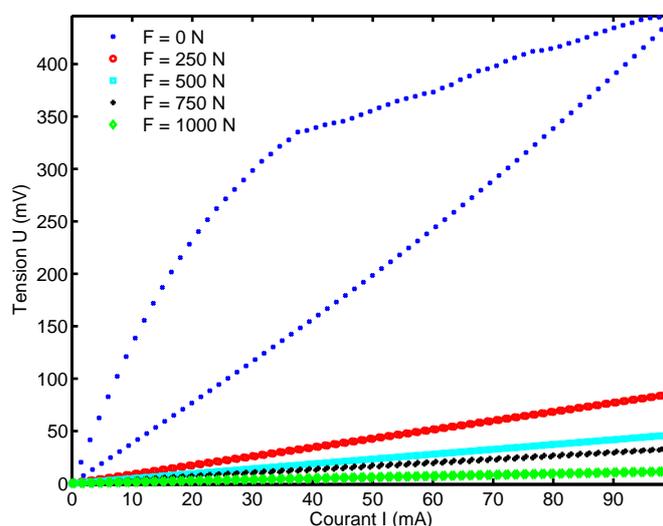


FIGURE 2.17 – Caractéristique Courant-Tension du montage expérimental constitué de deux roulements chargés à l'identique

Ces mesures, figure 2.17, montrent que le système subit l'effet Branly décrit précédemment lorsqu'il n'est pas suffisamment contraint par le bras de levier. Dès lors que le

chargement imposé est suffisant, l'hystérèse électrique disparaît au profit d'un comportement ohmique. Les pentes de ces droites donnent la résistance électrique du système statique qui décroît avec un chargement croissant. Ces mesures ont pour objectif de vérifier que le système (2 roulements + arbre) a un comportement ohmique, à partir du moment où un chargement suffisant est appliqué. Nous supposons que ce comportement est retrouvé pour chaque roulement et la résistance électrique d'un seul roulement est déduite en divisant les pentes par un facteur 2 (soit 2 résistances en série). L'étude de la résistance statique d'un seul roulement en fonction du chargement est proposée dans la figure 2.18.

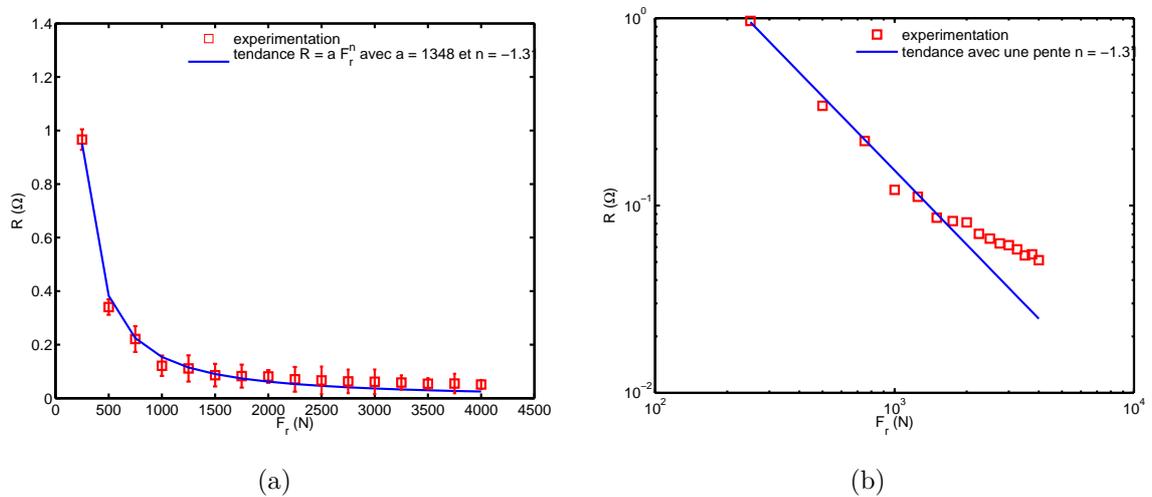


FIGURE 2.18 – Résistance électrique d'un roulement statique en fonction du chargement, en (a) Echelle linéaire (b) Echelle logarithmique

Ces mesures obtenues en statique montrent que la réponse électrique du roulement suit le comportement en force du modèle (2.23). Ces résultats rejoignent la validation du modèle électrique dans le cas granulaire (figure 2.15). De plus, l'ajustement d'une loi en puissance sur les points expérimentaux (figure 2.18(a)) déduit une puissance $n = -1.31$, proche de la théorie de Hertz appliquée au modèle électrique $n = -\frac{4}{3}$, d'après l'analyse précédente 2.3.2.3. Il semble aussi que les chargements trop importants $F_r > 3000N$ conduisent à une résistance qui évolue très peu. L'explication avancée est qu'un fort chargement favorise la création de micro-soudures par élévation de la température du contact lors du passage du courant et fige les surfaces responsables du transfert électrique.

2.4.3 Mesures électriques en dynamique

Les mesures électriques sont obtenues avec $\omega \neq 0$. Les interfaces de contact sont ainsi continuellement renouvelées. Les surfaces de contact figées n'ont pas le temps de se former. Les signaux électriques mesurés $x(t)$ avec $N = 1000$ points sont traités par analogie avec les signaux vibratoires. Les indicateurs statistiques et l'analyse de Fourier sont pratiqués.

2.4.3.1 Mesures électriques avec un roulement sain

L'effet du chargement radial constant sur la mesure électrique d'un seul roulement est étudié. Le banc est dans une configuration supposée saine sans déséquilibre ni jeux (ou précharges) anormaux et le fonctionnement correspond à une utilisation standard et conforme des roulements. Le banc est animé d'une vitesse $\omega = 100$ tours/min ($f = 1.66$ Hz) et un chargement croissant est appliqué. Les mesures expérimentales traitées sont données dans les graphes de la figure 2.19 pour différents chargements.

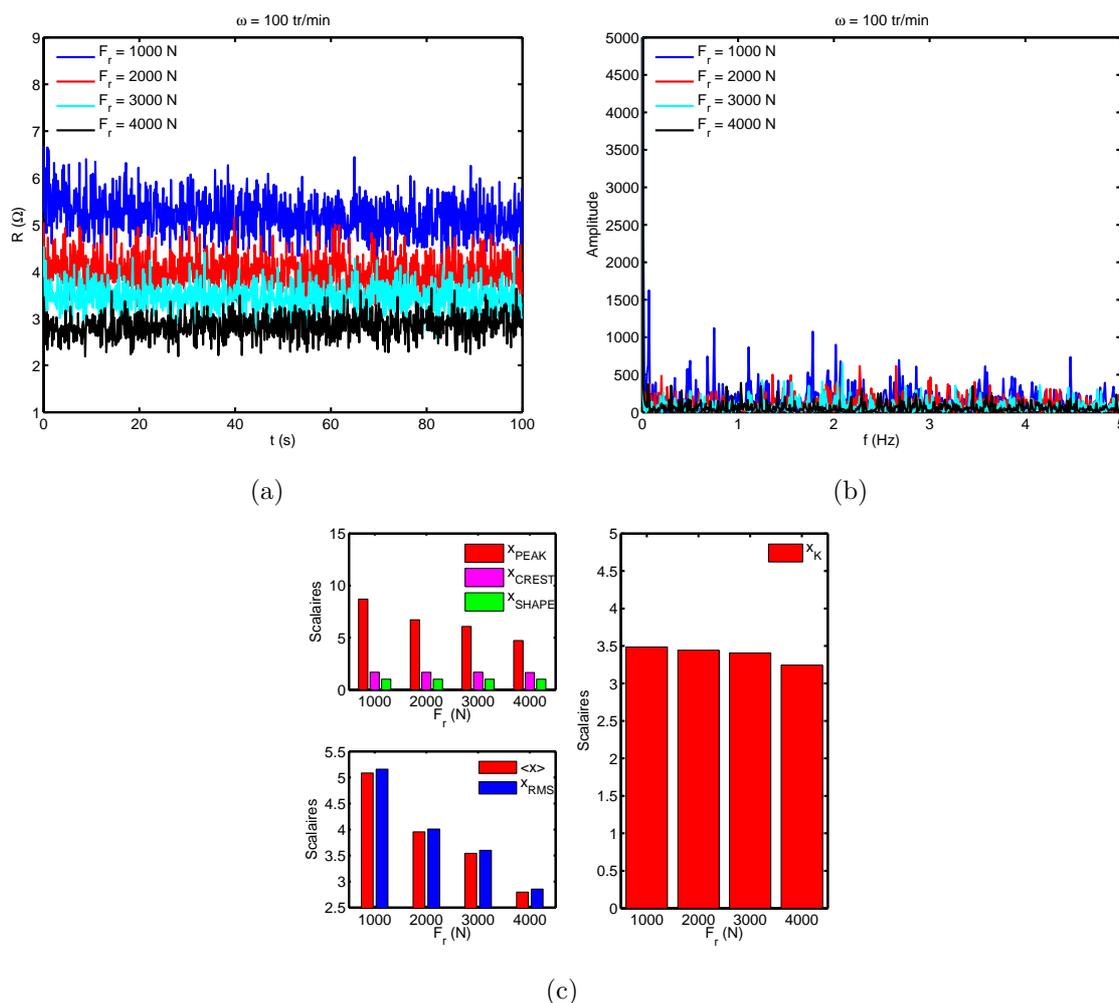


FIGURE 2.19 – (a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, en fonction du chargement (b) Réprésentation fréquentielle (c) Indicateurs statistiques

L'observation du graphe 2.19(a) révèle que la résistance électrique d'un roulement au cours du temps est constante, bruitée et surtout sensible au chargement radial. Deux tendances sont observées, d'une part et comme attendu, plus le chargement est important et plus la résistance moyenne, indicateur $\langle x \rangle$ décroît et d'autre part, la dispersion des mesures illustrée par x_{RMS} semble s'atténuer avec le chargement, d'après les graphes 2.19(a) et 2.19(c). Les mesures électriques sont qualifiées de saines avec un kurtosis x_K compris entre 3 et 3.5, quasiment indépendant du chargement (tableau 1.4). L'analyse spectrale des signaux électriques pour des chargements croissants ne montre pas de composante privilégiée avec des amplitudes importantes. Malgré tout, les amplitudes non-identifiées des spectres, traduisant un mélange de signaux, diminuent avec un chargement croissant. La fréquence de rotation $f = 1.66 Hz$ n'est pas clairement observable ce qui indique un

montage équilibré.

2.4.3.2 Mesures électriques modulées

Par opposition à l'étude précédente, le chargement radial appliqué dans ce paragraphe n'est plus constant dans le temps. L'effet d'un chargement modulé en fréquence ω_b et en amplitude A , sur la mesure électrique d'un seul roulement sont étudiés. Les mesures expérimentales traitées sont données dans les graphes de la figure 2.20 pour la modulation de fréquence et dans les graphes de la figure 2.21 pour la modulation d'amplitude.

- **Modulation en fréquence**

Le banc de roulement tournant à la vitesse $\omega = 150$ tours/min ($f = 2.5$ Hz) est chargé à 3000 N soit 1500 N par roulement. Un second moteur vient moduler le chargement appliqué, à la vitesse ω_b variable. L'intensité de la modulation constante vaut ± 200 N, soit ± 100 N par roulement. L'observation des mesures brutes, graphe 2.20(a) ne met pas en évidence la présence d'un balourd, la résistance électrique évaluée au cours du temps pour différentes fréquences de balourd reste aussi très bruitée. Les signaux sont ensuite observés dans le domaine fréquentiel, figure 2.20(b), où la FFT trahit la réponse périodique liée à la modulation, même faible intensité.

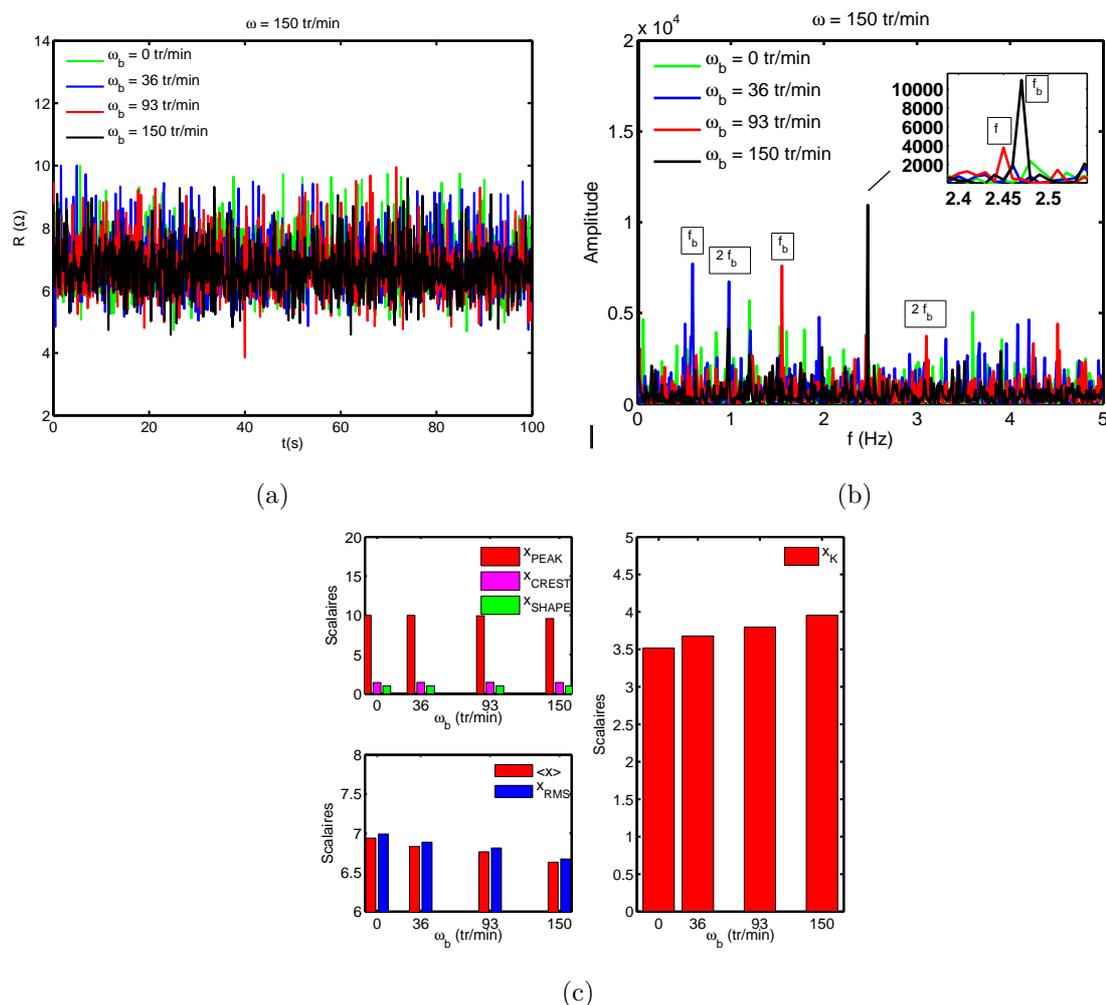


FIGURE 2.20 – (a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, en fonction de la vitesse ω_b d'un balourd (b) Représentation fréquentielle (c) Indicateurs statistiques

La fréquence f_b et ses premières harmoniques sont clairement identifiables par leurs amplitudes dans les spectres. Ces amplitudes décroissent avec les harmoniques pour une même vitesse de balourd. De plus, les amplitudes des fréquences fondamentales semblent égales pour $f_b = 36$ tours/min et $f_b = 96$ tours/min. L'amplitude du fondamental avec $f_b = 150$ tours/min est encore plus prononcée puisque la fréquence du balourd est synchronisée avec la fréquence de rotation ω , il y a alors résonance. Le signal sain, obtenu à $\omega = 150$ rad/s ($f = 2.5$ Hz), sans balourd ($\omega_b = 0$) est le signal de référence. Il semble aussi que la fréquence de rotation $f = 2.5$ Hz soit identifiable dans chaque mesure, moyennant quelques glissements. La présence d'un balourd à une fréquence f_b favorise aussi l'apparition de la fréquence de rotation f avec sa première harmonique $2f$. En général, le balourd considéré est interne au roulement ($f = f_b$). Excepté une augmentation du kurtosis x_K passant de 3.5 dans le cas sain à 3.8 dans le cas $\omega_b = \omega$ et une diminution des

grandeurs $\langle x \rangle$ et x_{RMS} , rien n'indique clairement un fonctionnement anormal, dans les indicateurs 2.20(c).

Une autre étude compare la réponse électrique d'un roulement tournant à $\omega = 100$ tours/min, pour deux chargements. Le premier chargement est fixe à $F_r = 1000$ N (cas sain), le second est modulé et s'écrit $F_r(t) = 1000$ N + $100 \cos(\omega_b t)$ avec $\omega_b \approx \omega$. L'introduction d'un faible balourd interne de $\pm 5\%$ du chargement imposé a pour effet de

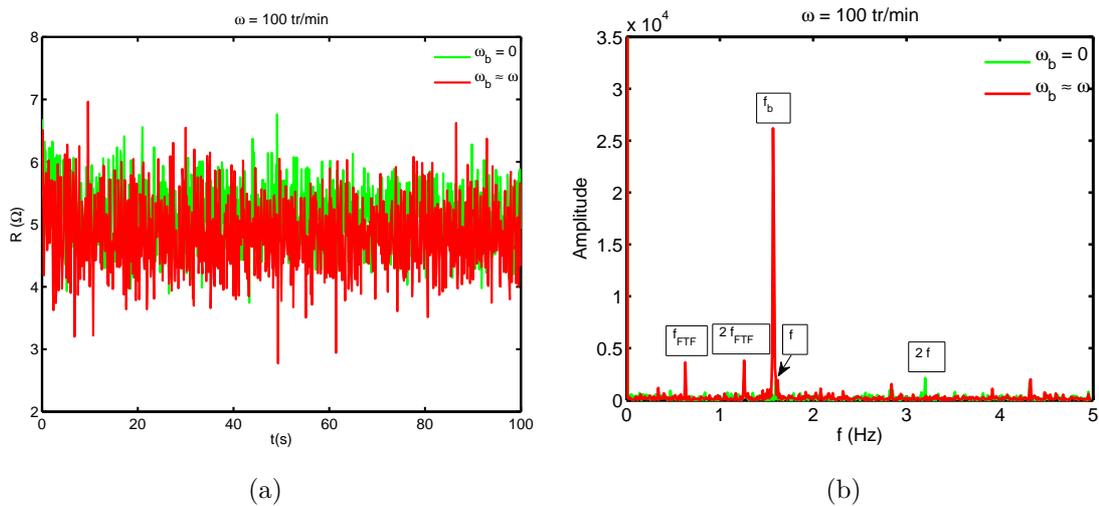


FIGURE 2.21 – (a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps pour des chargements différents en Newtons (b) Représentation fréquentielle

prononcer la fréquence fondamentale de rotation f et de forcer l'apparition des fréquences de la cage $f_{FTF} = 0.63$ Hz et $2f_{FTF}$ d'amplitudes égales (d'après 1.2.3.1). Les indicateurs statistiques se révèlent quasiment insensibles et ne sont donc pas étudiés. Ce type de chargement modulé n'est sans doute pas adapté au fonctionnement sain du roulement puisqu'il semble exciter davantage la cage, organe le plus souple. De plus, la mesure électrique trahit indirectement le fonctionnement de la cage isolante (polyamide) à travers les effets mécaniques qu'elle produit sur les éléments roulants.

• Modulation en amplitude

Un chargement sinusoïdal à la vitesse $\omega_b = 150$ tours/min et d'amplitude variable est appliqué aux roulements tournants à la même fréquence $\omega = \omega_b$. La réponse électrique d'un seul roulement est analysée (figure 2.22). D'après les mesures brutes, figure 2.22(a), l'intensité de la modulation n'est pas perceptible. Dans la représentation fréquentielle, 2.22(b), l'intensité de la modulation croissante se manifeste par une augmentation de l'amplitude à la fréquence de rotation (ici $f = f_b$, cas d'un balourd interne). Le Kurtosis,

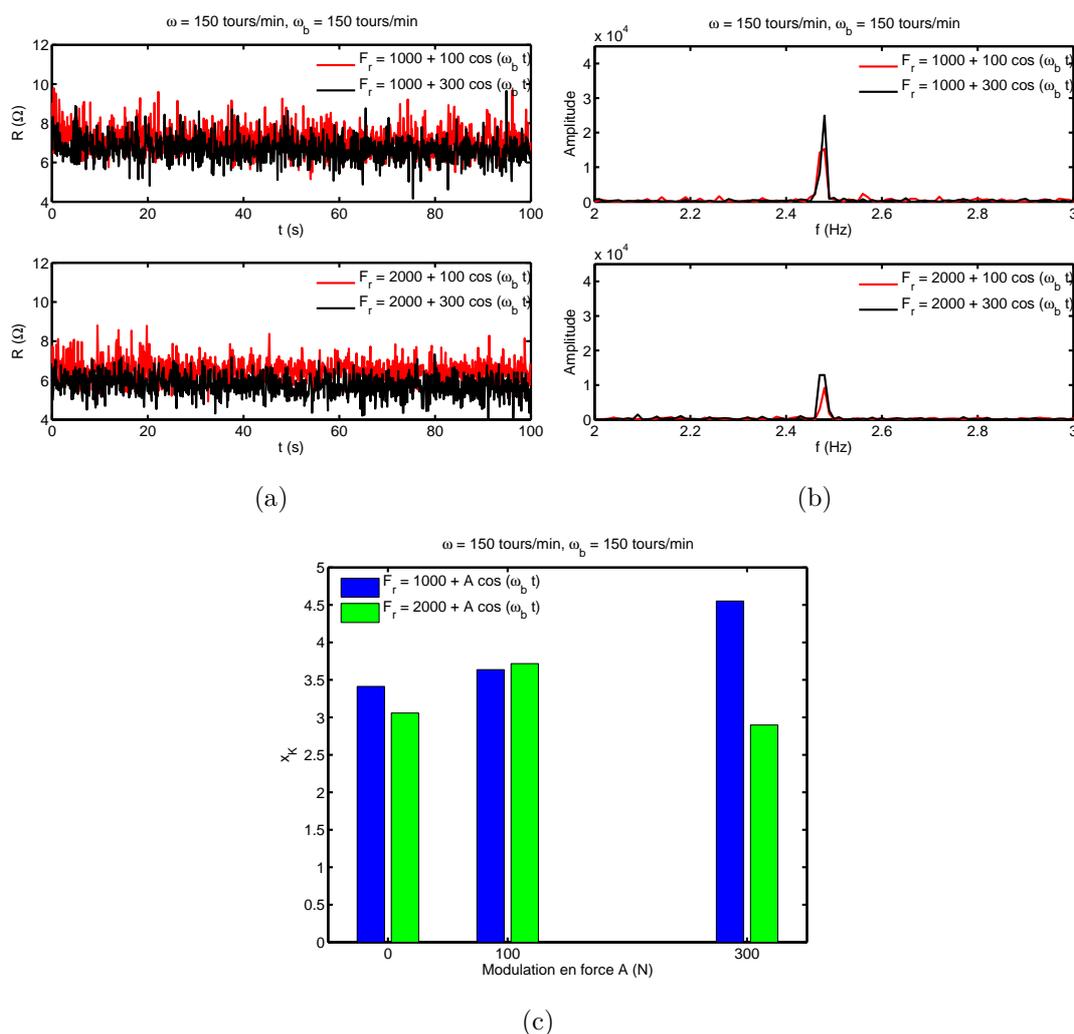


FIGURE 2.22 – (a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps soumis à une modulation d'amplitude du chargement (b) Réprésentation fréquentielle (c) Indicateur statistique kurtosis

graphe 2.22(c), donne une information sur la criticité de cette perturbation. L'exemple avec $F_r = 1000 + 300 \cos(\omega_b t)$ (soit $\pm 30\%$) avec un kurtosis x_K dépassant 4.5 est alors interprété comme néfaste au fonctionnement du roulement.

2.4.3.3 Mesures électriques en présence d'un défaut

La piste extérieure d'un roulement du banc de type 6208 est volontairement abîmée par meulage (figure 2.23). Les fréquences de passage sur ce défaut artificiel de taille $\delta_d = 2$ mm sont déterminées, en fonction de la vitesse ω et des données géométriques du constructeur dans le tableau 2.1 :

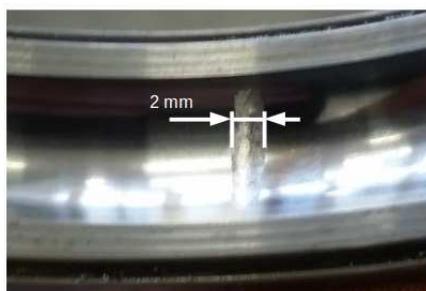


FIGURE 2.23 – Piste du roulement défaillant

vitesse ω (tr/min)	42	100	150
f_{BPFO} (Hz)	2.5	5.9	8.9

TABLE 2.1 – Fréquences de passage théoriques d'un défaut sur la piste externe en fonction de la vitesse ω

Pour vérifier que le défaut est trahi par la mesure électrique, des essais en fonction de la vitesse ω sont réalisés à $F_r = 2000$ N, pour une fréquence d'échantillonnage $f_{ech} = 20$ Hz et un temps de mesure de 50 secondes, figure 2.24.

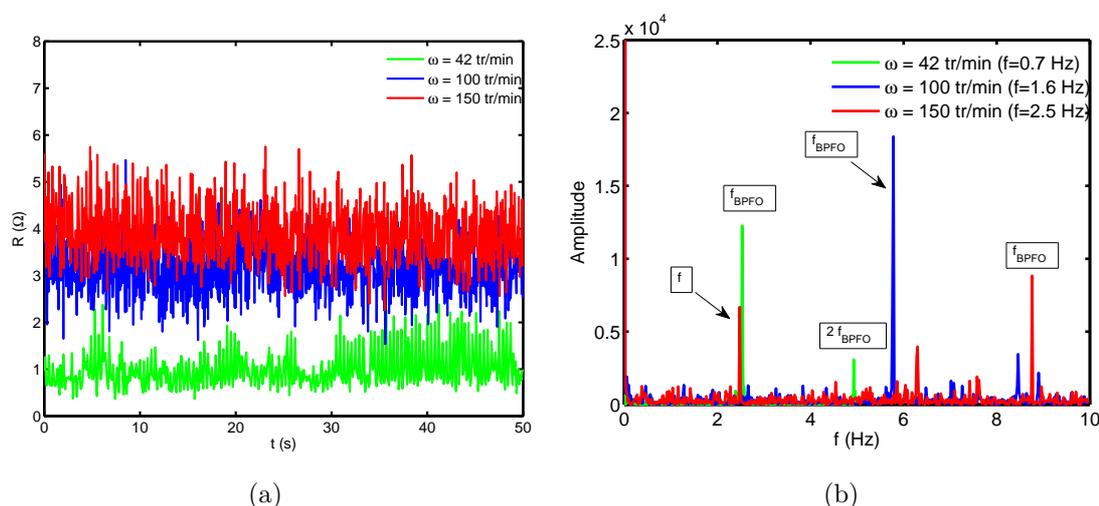


FIGURE 2.24 – (a) Résistance électrique expérimentale d'un roulement au cours du temps, avec un défaut sur la piste extérieure (b) Réprésentation fréquentielle

Rien ne laisse présager de la présence d'un défaut, dans l'analyse des mesures électriques proposées dans la figure 2.24(a) et seul l'effet de la vitesse de rotation ω à chargement constant semble être capté par la mesure. La vitesse ω croissante à chargement identique augmente l'évaluation de la résistance électrique instantanée R du roulement. L'analyse fréquentielle figure 2.24(b), trahit le défaut sur la bague extérieure, par la présence de la fréquence de passage prédite dans le tableau 2.1 et de la première harmonique. La mesure à $\omega = 150$ tr/min fait aussi apparaître la fréquence de rotation f . Les amplitudes ne sont pas analysées et les indicateurs statiques non présentés ne montrent pas de comportements qui se distinguent clairement d'un cas sain.

2.4.4 Bilan

Une estimation de la surface de contact est réalisée dans un cas statique à partir du modèle électrique (2.23), figure 2.25(a), puis dans un cas dynamique, figure 2.25(b).

Pour cela, les hypothèses et simplifications suivantes sont posées :

- Le montage expérimental avec jeu nul implique que 50 % ($Z/2 = 4.5$) des éléments roulants est investi dans la répartition du chargement et dans la répartition du courant,
- La répartition du chargement étant à priori inconnue, les éléments roulants sont supposés se partager équitablement la charge radiale F_r (hypothèse forte),
- Le circuit électrique équivalent est formé de $Z/2$ résistances égales en parallèle.

D'après l'expression (2.23), avec $S_i = S_j = S$ et $\theta_{ij} = \pi$, quel que soit l'élément roulant, l'estimation de la surface de contact s'écrit $S = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \times V_b}{R \times 4.5}}$ avec R la résistance électrique équivalente d'un seul roulement.

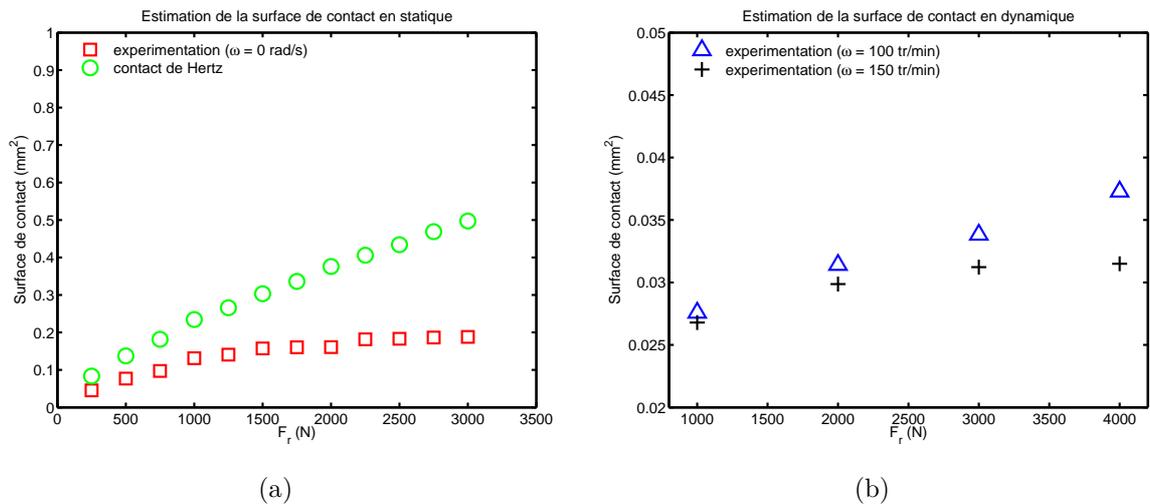


FIGURE 2.25 – Estimation de la surface de contact dans un roulement (a) en statique et (b) en dynamique

D'après les résultats expérimentaux statiques, graphe 2.25(a), la surface de contact "électrique" est de l'ordre du dixième de mm^2 et augmente avec le chargement de façon non-linéaire. Une saturation de la surface est observée, pour des chargements dépassants 1500 N. Le passage du courant chauffe les contacts et dilate l'interface, particulièrement pour les chargements importants où l'estimation est en partie erronée, à cause de cet effet couplé. A titre de comparaison, les prédictions de la théorie de Hertz valable pour un contact parfait surestiment cette surface "électrique" à mesure que le chargement

croît. Les résultats expérimentaux dynamiques, figure 2.25(b) montrent que la surface de contact "électrique" est de l'ordre du centième de mm^2 , soit 10 fois moins étendue qu'en statique, pour des chargements identiques à faible vitesse. La surface de contact électrique dynamique croît aussi non-linéairement avec le chargement. La vitesse de rotation croissante tend à diminuer la surface de contact "électrique", particulièrement à mesure que le chargement croît. Ces résultats expérimentaux comparent finalement deux types d'interfaces. La première en statique, où le contact est fait de spots persistants et la seconde en dynamique où le contact est fait de spots fugaces, rythmé par des décrochages liés aux aspérités du contact.

Les prédictions de la théorie de Hertz pour un contact parfait statique sont d'ordinaire réservées à une étude statique. Nous supposons que la théorie reste applicable pour un contact roulant fortement sollicité mécaniquement et à basse vitesse. Ces hypothèses posées, les mesures expérimentales et le modèle électrique permettent une estimation de la surface de contact : l'ordre de grandeur de la surface de contact "électrique" réelle, évaluée en dynamique ne représente que quelques % de la surface apparente de Hertz (figure 2.25). A titre de comparaison, les études des effets tribo-électriques sur le contact électrique glissant (contact balai-bague [124, 7]) montre que la surface de contact mécanique réelle est inférieure à 10 % de l'aire apparente déduite par la théorie de Hertz. De plus, la surface électrique totale dans le contact interprétée comme étant la somme de micro-spots ne représente que 0.01 à 0.1 %, de la surface apparente de Hertz.

Ces mesures offrent une assise expérimentale importante pour l'approche numérique à venir. Un des buts recherché dans ce manuscrit est de retrouver certaines tendances dans les simulations numériques, comme la loi de Hertz dans le signal électrique, sans se préoccuper des ordres de grandeurs. L'ordre de grandeur de la résistance électrique mesurée passe de quelques dixièmes de Ohms en statique (figure 2.18) à quelques Ohms en dynamique (figure 2.24(a)). Le transfert électrique, dans le cas statique implique un passage du courant localisé dans les contact persistants (en position). Les conséquences sont une élévation de la température avec modifications des propriétés physiques (thermoélectromécaniques) et chimiques (si présence d'oxydation et/ou lubrification). Dans un cas dynamique, les interfaces sont continuellement renouvelées en sondant qualitativement la rugosité et les effets thermiques sont sans doute moins importants, il en résulte une résistance électrique plus élevée qu'en statique. Pour une application dédiée à la surveillance, l'ordre de grandeur de la résistance importe peu mais les FFT sont riches d'informations (vitesse de rotation, balourd, amplitudes liées aux chargements, défauts, etc). Les études expérimentales assoient les possibilités de la mesure électrique sans capteur et l'existant

sur le traitement du signal est déjà disponible avec les méthodes classiques utilisées pour l'analyse vibratoire.

La mesure de la résistance électrique du roulement n'est en aucun cas destructrice, compte tenu des faibles intensités qui traversent le roulement en dynamique. Pour preuve, la figure 2.26 montre l'état des pistes d'un roulement 7208 testé régulièrement pendant 6 mois sur le banc expérimental. Une bague d'un roulement à billes corrodées par le passage d'un courant est donnée dans figure 2.27. Les points de contact sont fondus localement et produisent des piqûres néfastes à l'utilisation du composant.



FIGURE 2.26 – Roulement démonté testé électriquement après 6 mois d'utilisation



FIGURE 2.27 – Corrosion électrique d'une bague de roulement (NSK)

L'analyse visuelle des surfaces ne révèle pas d'anomalie particulière, d'après le chapitre 1.1.6. Malgré tout, la question de l'endommagement causé par le passage d'un courant est légitime [125] et certains auteurs [126] utilisent des courants plus importants pour créer artificiellement des défauts de roulement en surface. Muetze [30] justifie que pour de faibles vitesses et de forts chargements, le roulement se comporte comme un conducteur ohmique avec des préconisations sur les densités limites du courant J au contact :

- $J \leq 0.1A/mm^2$ n'influence pas la durée de vie du roulement,
- $J \geq 0.7A/mm^2$ réduit significativement la durée de vie du roulement.

La densité de courant maximale traversant les éléments roulants est estimée numériquement par la suite. Pour un courant d'entrée $I = 100$ mA, l'évaluation numérique de la densité de courant donne $J_{max} \approx 0.04A/mm^2$, avec une surface de contact hertzienne, pour un chargement radial important de 6000 N.

Un suivi du vieillissement est à envisager pour compléter ces affirmations sur la non nocivité de notre mesure électrique.

Chapitre 3

Modélisation de l'état mécanique d'un roulement par la MED avec des bagues rigides

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de placer numériquement le roulement dans des conditions de fonctionnement conformes à son utilisation. Pour ce faire, le composant est modélisé avec des éléments discrets dont les bases ont été posées au début du chapitre précédent. Le chargement mécanique respectant les préconisations des constructeurs doit être maîtrisé puisqu'il conditionne l'évaluation de la résistance électrique du roulement pour le chapitre suivant. La modélisation discrète requiert en premier lieu, la sélection de modèles de raideur cohérents avec le type de contact étudié. Les bagues du roulement sont supposées rigides et le roulement est isolé de son montage. Les éléments roulants sont indéformables et les seules déformations tolérées dans la modélisation sont les chevauchements ou interpénétrations entre les éléments.

Les hypothèses suivantes sont admises :

- la vitesse de rotation est suffisamment faible pour ignorer l'effet de la lubrification et négliger les effets centrifuges,
- le contact Hertzien parfait métal-métal est considéré,
- seules les faibles interpénétrations entre éléments permettent de rendre compte de la déformation au contact.

Comme nous l'avons vu dans l'état de l'art, il existe des roulements de tous les types et de toutes les tailles. Notre choix s'est porté sur deux roulements similaires très répandus (6208 et 7208) avec une cage en polyamide, isolante électriquement, utilisés sur le banc expérimental.

<i>roulement</i>	d_o	d_i	R_b	R_o^c	R_i^c	R_c	Z
7208	73.2 mm	48 mm	6.3 mm	6.65 mm	6.55 mm	1 mm	13
6208	73.2 mm	48 mm	6.3 mm	6.65 mm	6.55 mm	4.22 mm	9

TABLE 3.1 – *Caractéristiques géométriques des roulements à billes modélisés*

Le degré de liberté axial n'est pas considéré, les roulements évoluent uniquement dans un plan (xOy). Pour le roulement 7208, l'angle de contact n'est pas pris en compte dans la modélisation tout comme il n'est pas possible de le charger axialement. Dans le plan, seul le nombre d'éléments roulants distingue ces roulements (figure 3.1). Numériquement, les éléments roulants seront associés à des billes ou à des cylindres, selon les modèles de contact considérés. La géométrie de ces roulements est donnée dans la table 3.1.

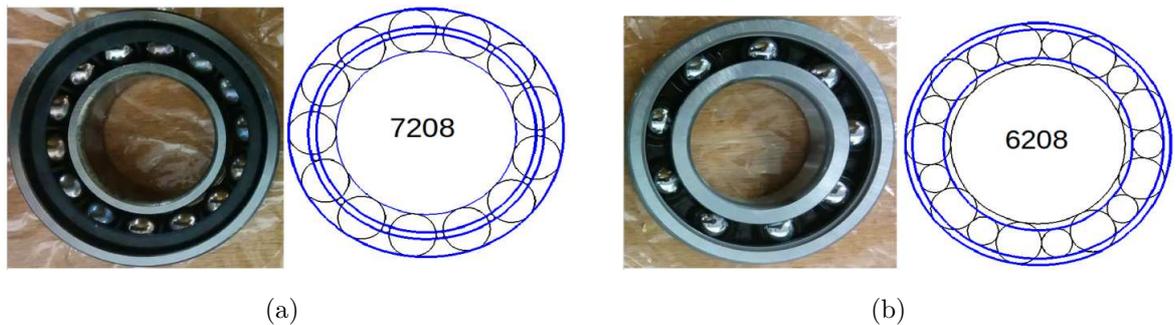


FIGURE 3.1 – *Roulements réels et modélisations discrètes correspondantes (a) 6208 (b) 7208*

3.2 Modélisation mécanique

Le formalisme de Harris et Jones développé pour des bagues rigides, à l'équilibre statique [24] constitue une approche analytique décrivant le comportement mécanique d'un roulement. La modélisation discrète à travers les développements qui vont suivre va tenter de s'en approcher.

3.2.1 Notion de rigidité d'un roulement

Le montage d'un roulement dans un bâti (housing) suffisamment épais ne permet pas aux bagues de se déformer sous charge. Cette hypothèse restrictive conduit à considérer la théorie de Harris [24] incontournable dès qu'il s'agit de décrire mécaniquement le comportement d'un roulement avec des bagues rigides. Comme dans les approches multibody,

le choix d'un modèle de contact doit rendre compte de la rigidité globale du roulement. Cette rigidité est essentiellement liée au matériau, au nombre d'éléments roulants et au type de contact (ponctuel/linéique) transmettant le chargement mécanique. La rigidité globale du roulement pilote la répartition interne du chargement mécanique. En effet, le chargement appliqué au composant roulement est réparti de façon inégale sur les éléments roulants. Une zone de chargement limitée par un angle $\pm\psi_l$ est considérée, en supposant qu'à la position angulaire $\psi \in [-\psi_l, \psi_l]$, un élément roulant transmet entre les bagues de roulement, une fraction Q_ψ du chargement total (charge radiale F_r et précharge/jeu initial). Des répartitions typiques du chargement sont proposées dans la figure 3.2. Un nombre sans dimension, le paramètre de charge ϵ caractérise aussi ces différentes répartitions. La plupart des études multibody sont traitées avec un paramètre de charge égal à 0.5. D'après l'étude des montages 1.1.6.1, avec la figure 1.15, cette configuration incluant 50 % d'éléments mécaniquement chargés maximise la durée de vie du roulement.

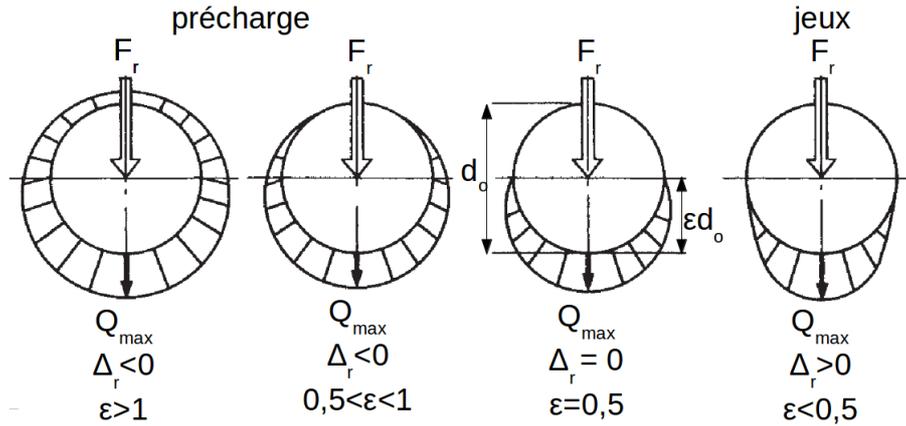


FIGURE 3.2 – Répartition théorique de la charge radiale dans un roulement

Les paramètres affectant la répartition du chargement sont le modèle de raideur K_n , la charge radiale F_r et la précharge/jeu Δ_r . Harris [24] s'intéresse à la répartition du chargement à l'équilibre statique où la dissipation ne joue aucun rôle. Il propose deux modèles de raideur comparables à K_n s'écrivant aux contacts entre les éléments roulants et les bagues. Pour un contact entre un élément roulant de type bille et une bague de roulement, l'auteur donne :

$$K_n = 2.15 \times 10^5 \Sigma \rho^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2} \quad (3.1)$$

où $\Sigma \rho$ désigne la somme des rayons de courbure de la bague considérée et δ^* un nombre sans dimension lié à la déformation au contact. Le calcul de l'effort normal au contact élément roulant/bague (sans amortissement) s'écrit alors :

$$Q_\psi = K_n \times \delta_n^N \quad (3.2)$$

avec $N = 3/2$ pour un roulement à billes. Cette non-linéarité est caractéristique d'un contact hertzien. D'ailleurs, l'exposant $N = 3/2$ se retrouve dans le modèle de Hertz-Mindlin donné par (2.15). Harris propose des modèles semblables pour la raideur normale K_n pour les roulements à cylindres ($N = 10/9$).

L'hypothèse des bagues rigides est souvent avancée et implique que les déformations ne soient que locales (enfoncement au contact toléré). Il n'y a donc pas d'ovalisation possible des bagues. Cette hypothèse est pertinente si le roulement est monté dans une structure (ou palier) assez rigide, sinon la rigidité du roulement est dite partielle. L'aspect dynamique est pris en compte dans les simulations et compte tenu des vitesses de roulement considérées, les forces centrifuges et les moments gyroscopiques auxquels sont soumis les éléments roulants restent négligeables devant les chargements imposés. Ces effets dynamiques n'affectent pas significativement la rigidité du roulement. La théorie de Harris, d'ordinaire réservée à des études statiques, reste valable dans ces considérations dynamiques.

3.2.2 Conséquences sur les surfaces de contact

Quel que soit le type de roulement, un contact roulant, à la position angulaire $\psi \in [-\psi_l, \psi_l]$ transmet entre les bagues de roulement, une fraction Q_ψ du chargement radial F_r (figure 3.3). A l'équilibre statique ou en régime établi à basse vitesse, hors précharge, le chargement F_r est intégralement transmis :

$$F_r = \sum_{-\psi_l}^{\psi_l} Q_\psi \cos\psi \quad (3.3)$$

Seuls les éléments roulants appartenant à la zone de chargement $[-\psi_l, \psi_l]$ participent à la répartition de F_r . La zone de chargement désigne l'étendue angulaire de la distribution de la charge dans le roulement. Par exemple, un paramètre de charge $\epsilon = 0.5$ implique que 50 % des éléments roulants transmet la charge sur $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$ (figure 3.3). Q_ψ désigne la charge supportée dans la direction radiale du contact.

Pour un roulement à billes, les surfaces de contact entre les billes et les pistes sont évaluées par la théorie de Hertz, appliquée au cas du roulement. Le contact forme une surface de forme elliptique (figure 3.4), de demi-grand axe a et demi-petit axe b , dont les valeurs sont complexes à obtenir. Hamrock et Brewe ont développé une solution approchée [19]. La surface de contact S_i d'un élément roulant i , à la position ψ avec une bague s'écrit alors :

$$S_i = \pi a(\psi)b(\psi) \quad (3.4)$$

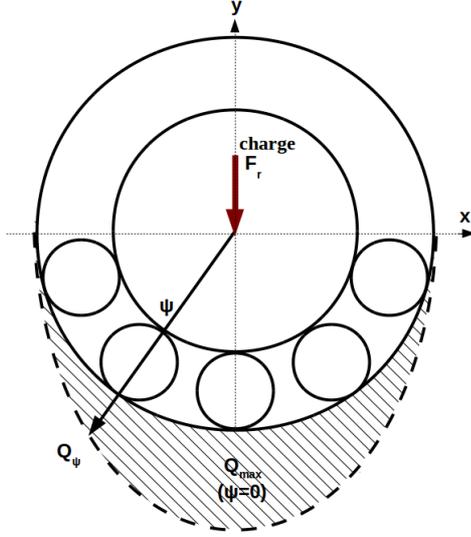


FIGURE 3.3 – Distribution du chargement

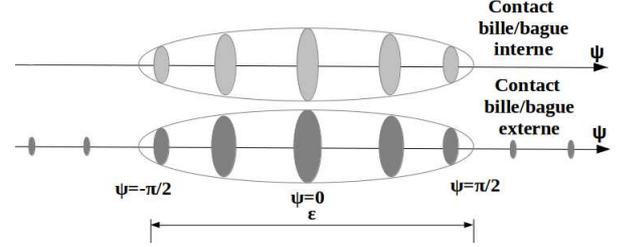


FIGURE 3.4 – Contacts élliptiques

Ainsi, chaque surface de contact est caractérisée par a et b . L'ellipticité du contact k est approchée par un paramètre α :

$$k = \frac{b}{a} \approx \alpha^{2/\pi} \quad (3.5)$$

L'approximation introduite revient à rechercher les solutions des intégrales élliptiques données par (3.25), avec α , selon le contact considéré, respectivement α_i pour bille/bague interne et α_o pour bille/bague externe. Une variable sans dimension $\chi \approx 1 + \frac{q}{\alpha}$, avec $q = \frac{\pi}{2} - 1$ est utilisée pour approcher les solutions de l'intégrale élliptique. Les rayons caractérisant l'ellipse de contact sont exprimés par :

$$\begin{cases} a = \left(\frac{6\chi Q_\psi R_{eq}}{\pi k E_{eq}} \right)^{1/3} \\ b = \left(\frac{6k^2 \chi Q_\psi R_{eq}}{\pi E_{eq}} \right)^{1/3} \end{cases} \quad (3.6)$$

L'évolution de la surface de contact en fonction du chargement local radial Q_ψ reste non linéaire, soit $S \propto ab \propto Q_\psi^{2/3}$. Une autre solution approchant les intégrales élliptiques est donnée plus loin dans la manuscrit.

3.3 Description de l'approche discrète

L'originalité de l'approche par éléments discrets proposée permet de décrire le roulement comme une chaîne granulaire. Chaque contact est doté d'un système masse-ressort-amortisseur (figure 3.5). Le roulement dans son ensemble est formé par un assemblage plus complexe de raideurs, tout en conservant une rigidité globale comparable aux approches multibody. Les interactions élastiques entre les éléments roulants et les éléments

3.3 Description de l'approche discrète

de la cage sont prises en compte élastiquement dans l'approche discrète proposée dans ce travail. Des jeux entre les éléments de la cage et les éléments roulants peuvent être considérés.

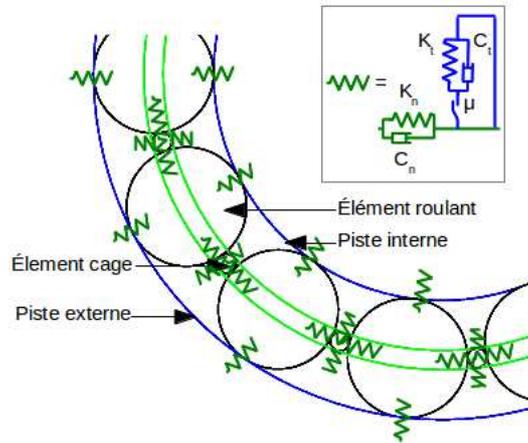


FIGURE 3.5 – Modélisation mécanique d'un roulement par la MED

Pour traiter numériquement ces roulements $2Z + 1$ éléments discrets et 3 parois circulaires sont nécessaires, tels que :

- ◆ Z éléments de rayon R_b sont réservés aux éléments roulants,
- ◆ Z éléments de rayon R_c sont dédiés aux éléments cages,
- ◆ 1 élément de diamètre d_i rend compte de la bague interne rigide,
- ◆ 1 paroi circulaire de diamètre initial d_o modélise la bague externe rigide,
- ◆ 2 parois circulaires viennent contraindre le déplacement radial des éléments de la cage sur le diamètre primitif d_m .

Les dimensions sont données dans le tableau 3.1. Le rayon des éléments cage R_c sont choisis de façon à laisser un degré de liberté (jeu variable) entre les éléments roulants et les éléments cages. La bague interne (ou piste interne) est assimilée à une sphère ou à un cylindre pour des raisons pratiques liées aux sollicitations du roulement (ω, F_r). Les parois circulaires contraignant les éléments de la cage n'interagissent pas avec les éléments roulants et elles guident les éléments de la cage en glissement sans frottement ($\mu = 0$). Les simulations qui suivront supposent que la bague interne est serrée avec l'arbre tournant à la vitesse ω . La bague externe permet d'ajuster un(e) jeu/précharge radial(e) Δ_r si nécessaire. Le chargement mécanique F_r est une force extérieure qui s'applique sur la bague interne (sphère ou cylindre), dans la direction verticale, dans le même sens que la gravité, soit $\vec{F}_r = -F_r \vec{j}$. Un coefficient de frottement de Coulomb $\mu \neq 0$ fait frotter/rouler les éléments roulants sur les pistes de roulement.

D'après le chapitre 2 et notamment au paragraphe 2.1.3.1, il existe des modèles généraux directement adaptés à la description d'un roulement. A la différence de l'approche de Harris et des approches multibody classiques, les interactions éléments cage/éléments roulants sont maintenant gérées élastiquement. De plus, la dissipation est considérée pour étudier des comportements hors-équilibres ou avec des défauts. Le choix du modèle mécanique complet (K_n, K_t, C_n, C_t) et la façon de solliciter ce dernier $(F_r, \Delta_r, \omega, \dots)$ constituent deux points essentiels pour envisager des chargements mécaniques conformes avec l'utilisation du roulement considéré. Les simulations numériques sont menées en dynamique pour des chargements importants à basse vitesse.

3.3.1 Modèle mécanique

La sélection des modèles mécaniques dépend du type d'éléments roulants à considérer. Généralement, dans la littérature scientifique consacrée au roulement, seul l'effort normal au contact élément roulant/bague Q_ψ importe en statique ou en dynamique avec un roulement pur. L'expression générale caractérisant le contact élastique sans amortissement est donnée par :

$$Q_\psi \propto \delta_n^N \quad (3.7)$$

où l'exposant N renseigne sur le type de roulement ($N = 3/2$ pour des billes et $N = 10/9 \approx 1$ pour des cylindres). Le choix du coefficient de proportionnalité relatif à une raideur est proposé ci-dessous.

3.3.1.1 Les raideurs au contact

Les expressions des efforts normaux au contact sont données sans amortissement. Harris propose des modèles spécifiques aux roulements où la description des contacts éléments roulants/cage est manquante. Ces modèles sont ici remplacés par des modèles généraux classiquement utilisés dans la MED. L'expression des efforts tangents au contact Q_ψ^t est considérée et tient compte du frottement de Coulomb.

- **Réponse linéaire** ($N = 1$)

L'enfoncement δ_n au contact est considéré en première approximation et varie de façon linéaire avec le chargement Q_ψ . Le comportement mécanique attendu est harmonique. Si une étude mécanique qualitative ou une étude à haute vitesse est souhaitée, les détails des interactions ont peu d'importance et le choix d'un modèle linéaire est justifié. Dans ce cas,

le paramètre le plus influent est la raideur normale K_n , calculée à partir de l'expression (3.7). Une raideur normale égale à $K_n = 10^7 N/m$, couplée avec une raideur tangente K_t (telle que $\frac{K_t}{K_n} \approx 0.8$, d'après [96], si les coefficients de Poisson ν des matériaux en contact sont proches de 0.3) suffisent pour l'étude, d'après l'expression (2.11). Il n'est pas nécessaire de distinguer les contacts éléments roulants/éléments cages des contacts éléments roulants/bagues. L'expression de l'effort normal au contact s'écrit :

$$Q_\psi = 10^7 \delta_n \quad (3.8)$$

Cette raideur de $10^7 N.m^{-1}$ convient dans notre description de roulements en acier, pour contenir un enfoncement faible des éléments roulants dans les bagues avec les chargements imposés F_r . De plus, choisir $N = 1$ est une approximation du contact entre une bague de roulement et un élément roulant cylindrique ($N = 10/9 \approx 1.11$).

- **Réponse pour les roulements à cylindres ($N = 10/9$)**

Si le comportement plus précis d'un roulement à cylindres est souhaité, on distingue les contacts de type cylindre roulant/bague, régi par l'expression (3.9) de l'effort normal [24] :

$$Q_\psi = 0.355 E_{eff} l^{10/9} \delta_n^{10/9} \quad (3.9)$$

avec E_{eff} calculé à partir des modules d'élasticité des bagues et des éléments roulants (acier/acier). l désigne la longueur de l'élément roulant cylindrique. Pour les contacts de type cylindre/cylindre avec leurs axes parallèles (élément roulant cylindrique/cage cylindrique), d'après la théorie de Hertz :

$$Q_\psi = \frac{\pi}{4} E_{eff} l \delta_n \quad (3.10)$$

où E_{eff} calculé à partir des modules d'élasticité des cages et des éléments roulants (polyamide/acier). L'exposant $N = 10/9$ vaut 1.11. Le modèle pour les cylindres (éléments roulants/bague) revient donc corriger le modèle linéaire (3.8). Les modèles de raideurs proposés aboutissent à l'estimation d'une constante de raideur assez similaire et l'exposant N est le discriminant de ces modèles.

- **Réponse pour les roulements à billes ($N = 3/2$)**

Les expressions des raideurs équivalentes normale et tangente, proposées dans la chapitre 2, sont appliquées à la géométrie d'un roulement à billes. Les raideurs normale K_n^H et tangente K_t^H au contact sont appliquées au cas du roulement (avec $\frac{K_t}{K_n} \in [2/3, 1]$), en tenant compte des conformités des bagues :

$$K_n^H = \frac{4G\sqrt{R_{eq}}}{3(1-\nu)} \quad (3.11)$$

3.3 Description de l'approche discrète

L'effort normal au contact s'écrit avec le produit de K_n^H par $\delta_n^{3/2}$:

$$Q_\psi = \frac{4G\sqrt{R_{eq}}}{3(1-\nu)}\delta_n^{3/2} \quad (3.12)$$

et dans la direction tangentielle au contact :

$$K_t^H = \frac{2(3R_{eq}G^2(1-\nu))^{1/3}}{2-\nu} |Q_\psi|^{1/3} \quad (3.13)$$

Le rayon équivalent R_{eq} et G dépendent respectivement de la géométrie du contact et des matériaux, d'après le tableau 3.2 :

	Contact		
	bille/cage	bille/piste interne	bille/piste externe
G	$\frac{G_a+G_p}{2}$	G_a	G_a
m^*	$\frac{m_i m_j}{m_i+m_j}$	m_i	m_i
R_{eq}	$\frac{r_i r_j}{r_i+r_j}$	R_{eq}^i	R_{eq}^o

TABLE 3.2 – Quantités équivalentes dépendantes du type de contact

avec G_a and G_p , les modules de cisaillement respectifs de l'acier et du polyamide. Le calcul des rayons effectifs sur la piste interne R_{eq}^i et la piste externe R_{eq}^o est donné par les expressions (3.14) et (3.15), en introduisant les rayons de courbure :

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{eq}^i = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \\ \alpha_i = \frac{R_y}{R_x} \end{array} \right. \text{ avec } \left\{ \begin{array}{l} R_x = \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{d_i/2} \right)^{-1} \\ R_y = \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_i^c} \right)^{-1} \end{array} \right. \quad (3.14)$$

Le rayon R_{eq}^o entre un élément roulant et la piste extérieure :

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{eq}^o = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \\ \alpha_o = \frac{R_y}{R_x} \end{array} \right. \text{ avec } \left\{ \begin{array}{l} R_x = \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{d_o/2} \right)^{-1} \\ R_y = \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o^c} \right)^{-1} \end{array} \right. \quad (3.15)$$

α_i et α_o sont liés à la conformité des contacts internes et externes. Ces grandeurs sont utilisées pour décrire l'ellipticité du contact concave. Ce modèle s'applique sur tout le roulement, y compris sur les contacts de type "élément roulant/élément cage". Seule l'exposant N , dans les modèles de raideurs caractérise le type de contact (linéique ou ponctuel) et donc le type de roulement associé. L'évaluation des constantes de raideur (K_n , K_n^H) joue un rôle secondaire en maintenant un enfoncement faible au contact pour ainsi rester dans le domaine de l'élasticité. Le pas de temps de calcul est étroitement lié à ces constantes.

3.3.1.2 L'amortissement et le frottement au contact

Les hypothèses énoncées en introduction du chapitre considèrent un contact parfait hertzien. Si la lubrification venait à intervenir, pour des vitesses importantes, son comportement vitreux viendrait rigidifier le roulement en impliquant des raideurs au contact plus élevées [127, 128]. Certains auteurs [129, 130] investiguent la description du contact EHD en s'appuyant sur des mesures expérimentales, pour en déduire de nouvelles raideurs de contact corrigées.

Physiquement, il existe 3 sources majeures responsables de la dissipation dans le roulement [83, 127]. Les expressions qui suivent sont données pour la description d'un roulement à billes ($N = 3/2$).

- **Amortissement hystérétique**

Un amortissement hystérétique C_{hyst} est dû à la déformation des parties pénétrées. L'expression est déterminée en mesurant la réponse à un impact [131, 132, 133]. Pour un roulement à billes et quel que soit le type de contact (bille/cage et bille/bague) :

$$C_{hyst} = \frac{3\alpha_a K_n^H \delta_n^{3/2}}{2} \quad (3.16)$$

Les auteurs donnent $\alpha_a = 0.08 \text{ s.m}^{-1}$, pour le coefficient hystérétique de l'acier sur l'acier. Cette grandeur s'interprète comme un coefficient de restitution β (voir l'amortissement critique donné par (2.12)). $K_n^H \delta_n^{3/2}$ désigne l'effort normal calculé au contact (sans dissipation), d'après l'expression (3.12). Sur les contacts de type "élément roulant/élément cage" (acier sur polyamide), un coefficient hystérique identique à α_a sera aussi considéré.

- **Amortissement fluide**

L'amortissement fluide C_{fluide} prend de l'importance si la lubrification est suffisante. La présence d'un film de lubrifiant contribue à la dissipation énergétique du système. L'étude des contacts EHD a permis d'évaluer cette dissipation complexe en dynamique [80, 134]. Beaucoup de travaux ont déjà traité ce sujet dans la littérature scientifique, les plus notables étant ceux de Downson et Hamrock [18, 19]. Cet amortissement s'écrit, dans le cas d'un roulement à billes, pour les contacts avec les pistes de roulement :

$$C_{fluide} = \frac{3}{\sqrt{2}} \frac{\pi \eta R_b^{3/2} a}{h_{min}^{3/2}} \quad (3.17)$$

avec $\eta = 0.04 \text{ N.s.m}^{-2}$, la viscosité du fluide à la température de fonctionnement. a , le demi-grand axe du contact elliptique de Hertz. h_{min} désigne l'épaisseur minimum du

fluide au contact considéré, déduit de la loi empirique suivante :

$$h_{min} = 3.63 \frac{\overline{U}_r^{0.68} (\alpha E_{eq})^{0.49}}{\overline{W}^{0.073}} (1 - e^{-0.68k}) R_x \quad (3.18)$$

avec $\alpha = 2.3 \times 10^{-8}$ le coefficient viscosité/pression du lubrifiant, $E_{eq} = E/1 - \nu^2$ le module Young équivalent de l'acier, et k l'ellipticité du contact (contact Hertzien selon Hamrock). Les grandeurs adimensionnelles \overline{U}_r et \overline{W} liées à la vitesse et à la charge sont respectivement définies par :

$$\overline{U}_r = \frac{\mu_0 U_r}{E_{eq} R_x} \text{ et } \overline{W} = \frac{Q_\psi}{E_{eq} R_x^2}$$

Cette définition est étendue au contact de type "élément roulant/élément cage". avec $\mu_0 = 0.04 \text{ Pa.s}$ est la viscosité du lubrifiant à la pression atmosphérique, $\alpha = 2.3 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ N}^{-1}$ est le coefficient de viscosité-pression du fluide, U_r est la vitesse de roulement en m.s^{-1} , Q_ψ est le chargement d'un élément roulant à la position ψ , en enfin $\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_b} + \frac{1}{d_i/2}$ ou $\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_b} - \frac{1}{d_o/2}$, d'après les expressions (3.14) et (3.15).

L'estimation de l'épaisseur de lubrifiant dans le contact est une grandeur intéressante, sensible à la vitesse du roulement et au chargement mécanique. Ce modèle offre la possibilité de déterminer une épaisseur de film lubrifiant au contact, importante pour justifier des simplifications électriques à venir. Les effets thermiques sont négligés.

• Amortissements externes

Un amortissement externe C_{ext} visqueux est dû au montage du roulement. Cet effet n'est pas pris en compte dans ce chapitre, puisque le roulement est isolé de son environnement.

D'une façon générale, la dissipation au contact est une combinaison des différents mécanismes $C_n = C_{hyst} + C_{fluide} + C_{ext}$ sur lesquels vient s'ajouter le rôle du frottement de Coulomb. La dissipation tangentielle s'écrit de façon identique à la dissipation normale (voir 2.1.3.1). Dans les simulations numériques, les effets dissipatifs extérieurs C_{ext} ne sont pas considérés. L'influence de la dissipation fluide C_{fluide} est brièvement étudiée pour en déduire l'épaisseur d'une couche de lubrifiant. Les sollicitations mécaniques (charges et vitesses) appliquées au roulement, dans le cadre de ce manuscrit supposent que C_{hyst} l'emporte sur C_{fluide} . Cependant, la complexité de la dissipation fluide conduit normalement à réduire le coefficient de frottement sec de Coulomb μ au cours du temps [132, 135], pour des vitesses importantes (lubrification hydrodynamique). Chaque contact est alors individualisé par son propre coefficient de frottement, dépendant des propriétés du contact (l'épaisseur du film, type de lubrifiant, etc) et des phénomènes de stick-slip (micro-glissements) se manifestent en dynamique.

3.3 Description de l'approche discrète

Une synthèse des modèles considérés pour la résolution mécanique du système à basse vitesse est proposée dans le tableau 3.3. L'approche MED, par sa souplesse, permet de tester les différents modèles décrits ci-dessus. De plus, le comportement individuel d'un composant, comprenez un élément roulant, un élément de la cage ou encore de la bague intérieure peut être suivi au cours du temps. Cette description mécanique reste valable pour un empilement granulaire [96].

Type de contact	bille/bague	bille/cage
raideurs	K_n^H, K_t^H	K_n^H, K_t^H
dissipations	$C_n = C_{hyst}(K_n^H), C_t = C_{hyst}(K_t^H)$	$C_n = C_{hyst}(K_n^H), C_t = C_{hyst}(K_t^H)$

TABLE 3.3 – Sélection des modèles pour la modélisation du roulement à billes

3.3.2 Mise en charge du roulement

Pour solliciter cet assemblage de ressorts amortis, un protocole de chargement est élaboré. Le chargement du roulement se fait en plusieurs étapes qui vont être détaillées. Un temps de latence est observé entre chaque étape pour laisser à la dissipation le temps d'agir et ainsi permettre aux ressorts de retrouver un état stable, cela évite de propager des perturbations. La mise en charge du roulement est décrite dans la figure 3.6.

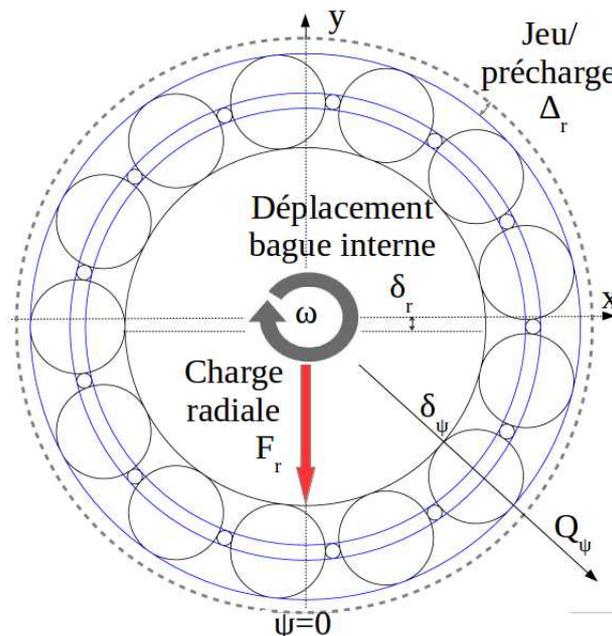


FIGURE 3.6 – Mise en charge du roulement (modèle 7208)

3.3.2.1 Précharge

La première étape consiste à passer d'un état initial (à jeu nul), défini à l'instant $t=0$, à un état précontraint ou avec jeu. Pour cela, les parois rigides modélisant la bague extérieure voient leur rayon progressivement modifié de R_o à R'_o [136]. Une vitesse de précontrainte v_p appliquée pendant un intervalle de temps Δt_p permet de contrôler la précharge/jeu. Le rayon de la bague extérieure est modifié suivant l'expression :

$$R'_o = v_p \times \Delta t_p + R_o \quad (3.19)$$

Le jeu ou la précharge radial(e) est ainsi quantifié(e) par la quantité Δ_r :

$$\Delta_r = R'_o - R_o = v_p \times \Delta t_p \quad (3.20)$$

Un jeu négatif implique une compression de la bague extérieure assimilable à une précharge ($v_p < 0$). Ce processus permet d'impliquer plus d'éléments roulants dans la répartition de la charge. Un jeu positif implique une dilatation de la bague extérieure assimilable à un jeu ($v_p > 0$). Pour permettre au système de s'adapter à ce nouvel état, un temps de latence $2 \times \Delta t_p$ est observé avant l'application de la charge radiale.

3.3.2.2 Charge radiale

Après avoir précontraint ou introduit un jeu dans le roulement, la charge radiale F_r est appliquée sur la bague intérieure, modélisée par un élément discret, figure 3.6. L'intensité de la charge radiale F_r est choisie en pourcentage de la charge dynamique ou statique de base du roulement considéré. La charge dynamique de base C exprime la charge qui donnera une durée de vie nominale à 1 million de tours (voir 1.1.5.2).

Dans le cas du roulement rigide à billes à une rangée 7208/6208, SKF donne $C = 36.5/32.5$ kN. La charge radiale F_r dans la direction verticale $-\vec{j}$ se répartie sur les éléments roulants. Un élément roulant à la position angulaire ψ reçoit une fraction de F_r égale à Q_ψ . La bague intérieure a tendance à s'enfoncer d'avantage dans les éléments roulants du bas du roulement. Les éléments roulants situés plus haut sont moins comprimés et peuvent perdre le contact avec la bague extérieure (figure 3.3). Le centre de la bague intérieure varie dans la direction de F_r (figure 3.6). Cette translation est quantifiée par la grandeur δ_r , dépendante du modèle de raideur, donnant la distance entre le centre de la bague intérieure avant et après application de F_r .

Avant de faire tourner le roulement chargé, un temps de latence est observé pour absorber cette perturbation. D'après les grandeurs définies ci-dessus, le paramètre de charge ϵ s'écrit sous la forme suivante :

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\Delta_r}{\delta_r} \right) \quad (3.21)$$

D'autres considérations à venir permettent aussi d'estimer ce paramètre essentiel. Le tableau 3.4 compare ces différentes estimations.

3.3.2.3 Rotation

Le roulement chargé est mis en rotation, à l'aide de la bague intérieure. Une vitesse angulaire ω est appliquée progressivement avec une rampe sinusoïdale. La mise en rotation induit des frottements à l'interface bague-élément roulant. Des forces centrifuges qui tendent à plaquer les éléments roulants sur la bague extérieure peuvent aussi se faire sentir si la vitesse ω est trop importante.

$$\omega(t) = \begin{cases} \frac{\omega}{2} \times (\sin(\frac{2\pi}{T}t - \frac{\pi}{2}) + 1) & \text{si } t \in [0, \frac{T}{2}[\\ \omega & \text{si } t \geq \frac{T}{2} \end{cases} \quad (3.22)$$

Les éléments roulants en contact avec la bague intérieure commencent par frotter puis par rouler à leur vitesse angulaire propre ω_B dans la zone de charge donnée par le paramètre de charge ϵ .

Trois exemples de chargement sont donnés à la figure 3.7, en suivant le protocole énoncé précédemment. Un chargement radial $F_r = 1940N$ identique est appliqué au roulement 7208 tournant à $\omega = 500$ rad/s, pour différent(e)s jeu/précharge. La somme des efforts verticaux donnée par (3.3) est calculée sur la bague extérieure et/ou sur la bague intérieure pour suivre le bon déroulement du chargement. Dans les trois cas, l'intégralité du chargement est transmis (figures 3.7(a)et(b)). Dans le cas d'une précharge, figure 3.7(c), la somme évaluée dépasse F_r , cet écart s'explique par une surcharge (ou précharge) induite par $\Delta_r < 0$. La répartition du chargement, essentiellement contrôlée par 2 paramètres Δ_r, F_r va maintenant être abordée.

3.4 Distribution du chargement

Le choix d'un modèle mécanique complet (notamment par la puissance N) et la géométrie du roulement affectent la répartition du chargement interne. Le chargement mécanique est inégalement réparti sur une fraction des éléments roulants (figure 3.2). Une information mécanique clé dans la répartition du chargement est la quantité Q_{max} désignant le chargement maximum supporté par un élément roulant, illustré dans la figure 3.3. D'après les limites mécaniques usuellement considérées par les roulementiers, Q_{max} implique une pression maximum P_{max} qui ne doit pas excéder 4.2 GPa (pour des roulements à billes), sous peine de nuire à la durée de vie du roulement (déformation plastique).

3.4 Distribution du chargement

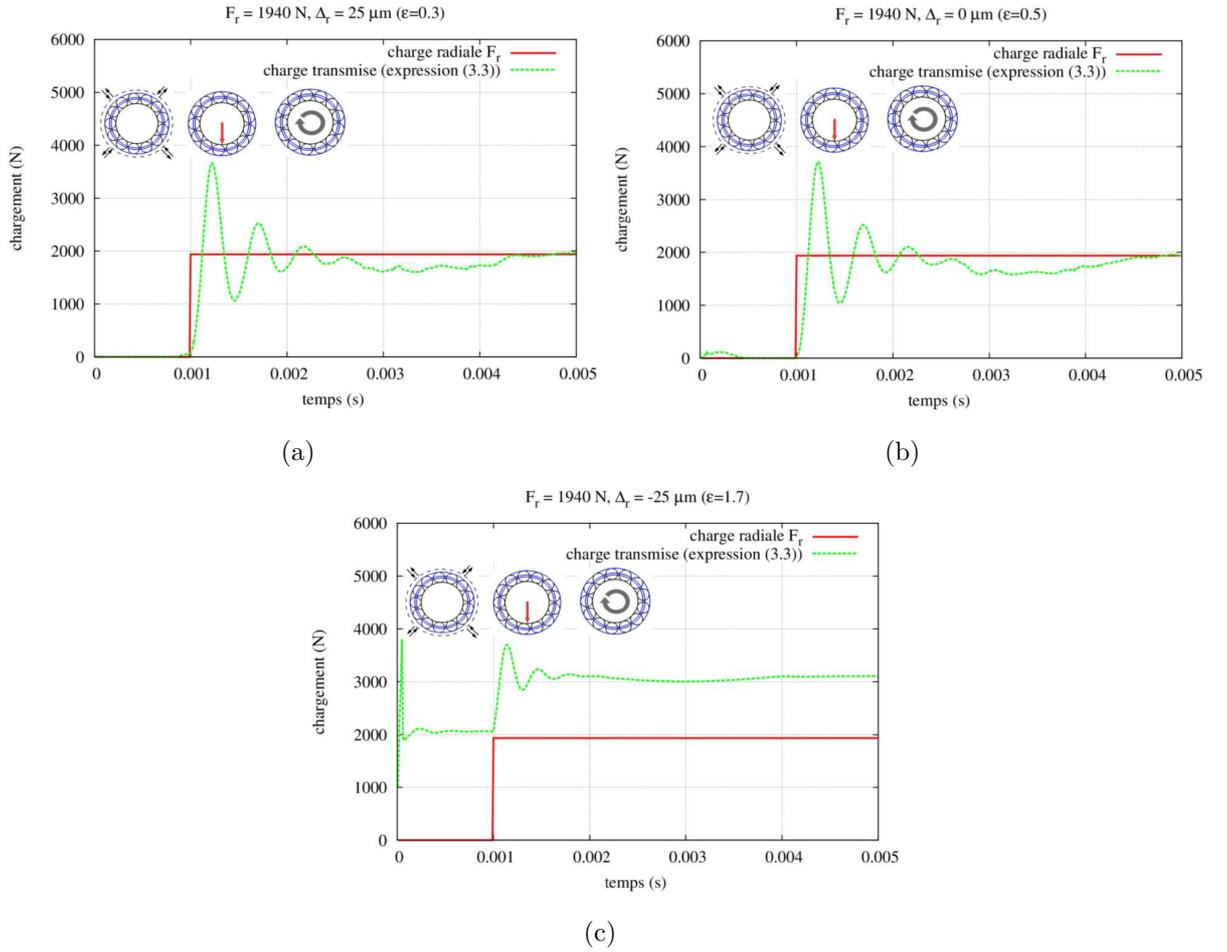


FIGURE 3.7 – Phases de chargement d'un roulement (a) avec jeu, (b) à jeu nul, (c) avec précharge

La répartition du chargement mécanique au sein d'un roulement s'écrit :

$$Q_\psi = Q_{max} \left(1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos\psi)\right)^N \quad (3.23)$$

avec Q_ψ la composante radiale du chargement, à l'angle ψ , associée à un élément roulant, Q_{max} la composante radiale maximale ($\psi = 0$), ϵ le paramètre de charge, N la puissance qui détermine le type de contact et donc la raideur (K_n , K_n^H) ($N = \frac{3}{2}$ pour les billes, $N = \frac{10}{9}$ pour les rouleaux).

L'expression (3.23) se vérifie, en suivant un élément roulant au cours d'une révolution autour de la bague intérieure ou extérieure (ψ continu), en régime établi (après la mise en charge). Ce profil sinusoïdal est caractéristique d'une charge radiale appliquée à un roulement contraint par des bagues rigides. Ce profil peut aussi être obtenu en analysant la répartition discrète instantanée des éléments roulants dans la zone de charge. Le problème avec cette seconde solution est que le profil est décrit par un nombre de points

3.4 Distribution du chargement

réduits (nombre d'éléments roulants appartenant à la zone de charge donc ψ discontinu). Par exemple, si $\epsilon = 0.5$ avec un roulement 7208, seuls 6 ou 7 éléments roulants contribuent au profil avec les couples (ψ, Q_ψ) et si aucun élément roulant n'est à l'angle $\psi = 0$, Q_{max} reste indéterminé.

Deux indicateurs de chargement sont introduits pour suivre le bon déroulement des simulations : La somme algébrique des efforts normaux par bague ($\sum_{i=1}^{i=Z} Q_{\psi(i)}$) fournit une

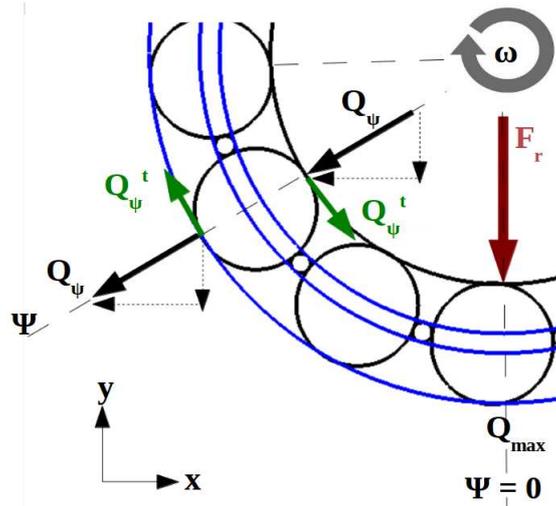


FIGURE 3.8 – Description des indicateurs de chargement et de frottements calculés avec la somme des efforts normaux et tangents

information concernant le chargement total du roulement (F_r et Δ_r), sans s'intéresser à la répartition (figure 3.8). Dans une configuration donnée, le roulement est considéré à l'équilibre dès lors que la somme des efforts normaux évaluée sur la bague interne est égale à la somme des efforts normaux évaluée sur la bague externe, en supposant que les effets centrifuges restent négligeables devant le chargement imposé. La somme algébrique des efforts tangents par bague ($\sum_{i=1}^{i=Z} Q_{\psi(i)}^t$) fournit une information sur les frottements internes du roulement. Dès lors que cette dernière est quasi-nulle, en dynamique, le composant est en phase de roulement pure. Dans une configuration donnée, en régime établi (ω constant), il subsiste quelques perturbations par bague causées par l'alternance des contacts. En effet, lorsqu'un élément roulant quitte la zone de charge, il va perdre progressivement sa vitesse angulaire ω_B par frottement. Dans le même temps, un autre élément roulant rentre dans la zone de charge en frottant puis progressivement en roulant.

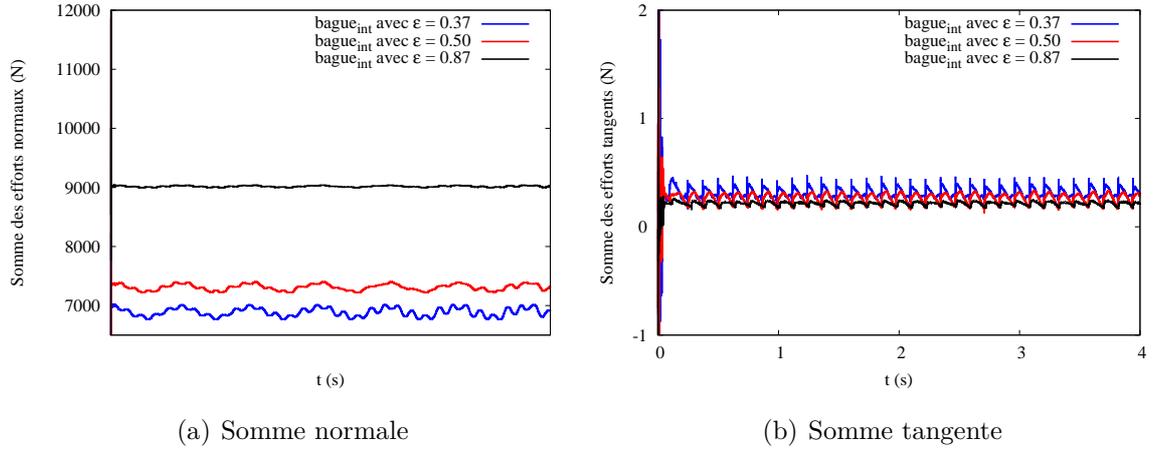


FIGURE 3.9 – Indicateurs (a) de chargement et (b) de frottement, évalués par bague au cours du temps pour $F_r = 6000\text{ N}$ et $\omega = 100\text{ tr/min}$

Ces sommes sont évaluées au cours du temps pour un paramètre de charge ϵ variable (figure 3.9(a) et (b)) en régime établi sur une bague de roulement. L'indicateur de chargement trahit la prise en compte d'un jeu ou d'un précharge. Par exemple, le paramètre de charge ϵ est associé à une somme algébrique normale d'environ 9000 N évaluée sur la bague intérieure. En comparant avec le cas $\epsilon = 0.5$ dont la somme vaut 7200 N , un écart de 2200 N caractérise la surcharge radiale induite par la précharge appliquée. Une interprétation similaire est valable pour expliquer le jeu. Les fluctuations dans l'évaluation de la somme des efforts normaux et tangents (figure 3.9(a) et (b)) tendent à s'atténuer avec un paramètre de charge croissant. L'indicateur "somme des efforts tangents" par bague est proche de zéro, ce qui indique qu'il n'y a pas de glissement aux contacts éléments roulants/bague et les faibles fluctuations sont causées par le jeu.

3.4.1 Détermination de Q_{max} avec les intégrales elliptiques

La répartition sinusoidale décrite par l'expression (3.23) introduit le chargement maximal subit par un élément roulant, à la position $\psi = 0$. La connaissance de cette grandeur est capitale pour savoir si le roulement est correctement chargé. Sans avoir besoin de mener des simulations et connaissant ϵ , Q_{max} se calcule en utilisant l'expression (3.24) :

$$Q_{max} = \frac{F_r}{J_r(\epsilon)Z} \quad (3.24)$$

avec F_r , le chargement imposé, J_r l'intégrale elliptique radiale (fonction du type de roulement et de ϵ) déduit des intégrales elliptiques complètes de premier et de second type [24]. Z désigne le nombre total d'éléments roulants.

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{\psi_l} \left(1 - \frac{1}{2\epsilon}(1 - \cos\psi)\right)^N \cos\psi d\psi \quad (3.25)$$

Oswald [137] utilise des solutions approchées, à l'aide de polynômes.

Dans le cas d'un roulement à billes avec $N = 3/2$:

$$J_r(\epsilon) = \begin{cases} 0.3076\epsilon^{0.04175} & 0.1 \leq \epsilon < 0.5 \\ 0.2290 & \epsilon = 0.5 \\ -0.0191\epsilon^4 + 0.2020\epsilon^3 - 0.6327\epsilon^2 + 0.6805\epsilon + 0.0213 & 0.5 < \epsilon \leq 2 \end{cases} \quad (3.26)$$

Dans le cas d'un roulement à rouleaux avec $N = 10/9$:

$$J_r(\epsilon) = \begin{cases} 0.3268\epsilon^{0.4023} & 0.1 \leq \epsilon < 0.5 \\ 0.2451 & \epsilon = 0.5 \\ 0.0852\epsilon^4 + 0.5703\epsilon^3 - 1.3343\epsilon^2 + 1.775\epsilon - 0.0771 & 0.5 < \epsilon \leq 2 \end{cases} \quad (3.27)$$

La zone autour de l'angle $\psi = 0$ supporte les chargements les plus importants, ce qui en fait une zone à risque propice à l'endommagement et à l'apparition de défauts.

3.4.2 Détermination numérique de Q_{max} et ϵ

Le roulement 7208 est choisi comme référence. Les paramètres F_r , Δ_r affectent la répartition du chargement mécanique Q_ψ . Les résultats numériques utilisant le modèle complet donnée dans le tableau 3.3 vont alors être confrontés aux expressions théoriques.

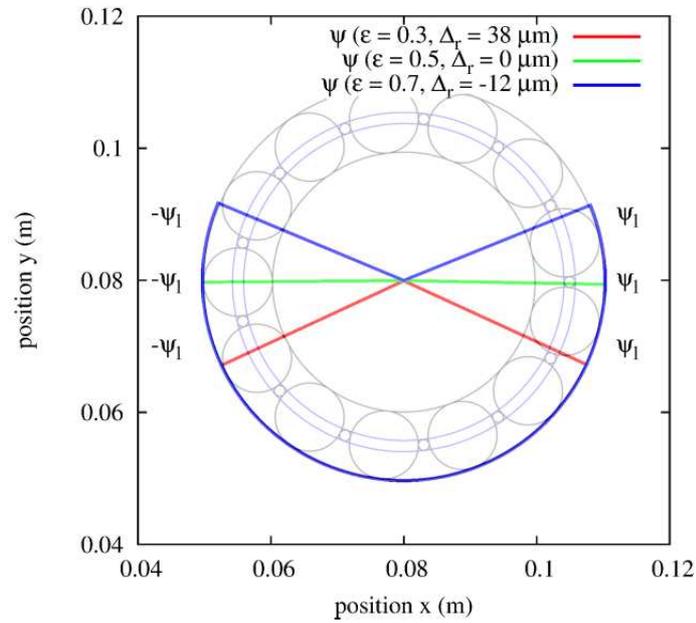


FIGURE 3.10 – Zone de chargement du roulement en fonction de Δ_r pour $F_r = 4000N$

La figure 3.10 montre comment le jeu/précharge Δ_r influence la zone de chargement $[-\psi_l, \psi_l]$ avec des bagues rigides pour un chargement identique. Ces répartitions ont pour effet de "surcharger" ou de "décharger", un élément roulant, par rapport à sa configuration $\epsilon = 0.5$ (jeu nul). La détermination de $Q_{max}(\psi = 0)$ et ϵ pour chaque configuration se fait en suivant les grandeurs $\psi(t), Q_{\psi(t)}$ relatives à un élément roulant au cours du temps. Un ajustement par la méthode des moindres carrées, avec l'expression (3.23) détermine les inconnues Q_{max} et ϵ .

3.4 Distribution du chargement

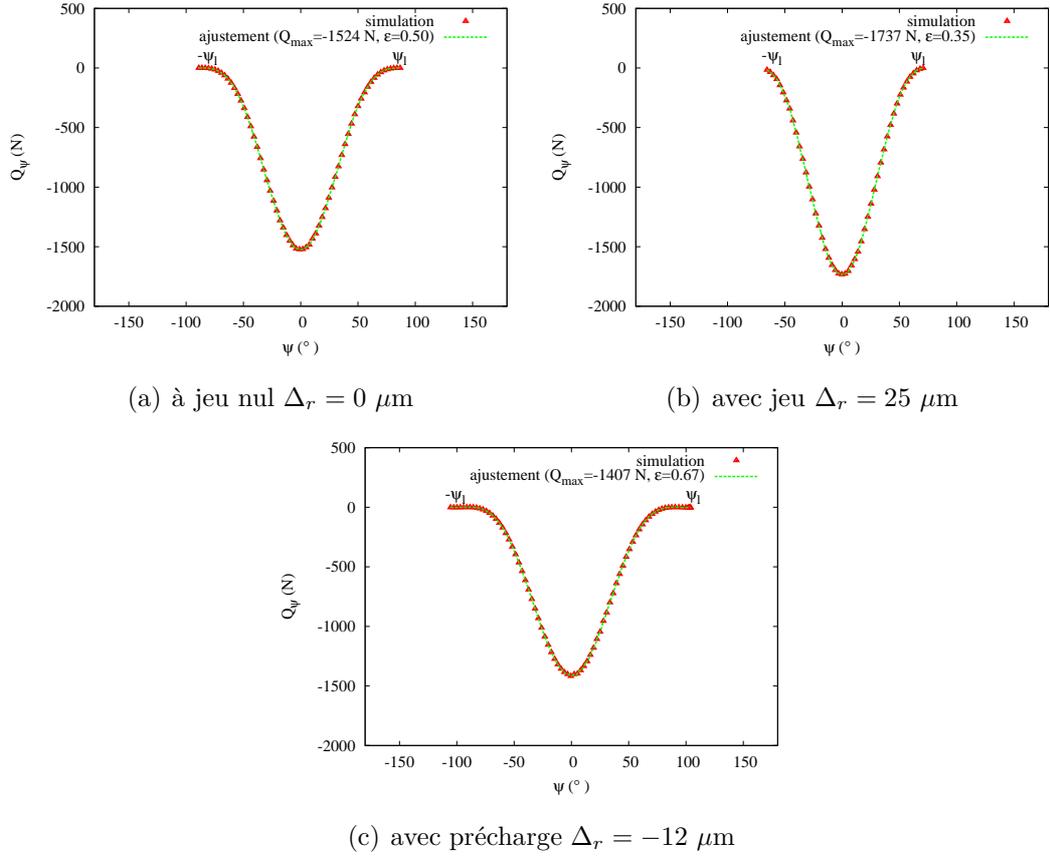


FIGURE 3.11 – Distribution du chargement pour $F_r = 4500 \text{ N}$ et $\omega = 500 \text{ rad/s}$

Les répartitions du chargement obtenues numériquement suivent l'expression (3.23), avec $N = 3/2$, sous-entendu par le contact ponctuel. La configuration à jeu nul, figure 3.11(a) est supposée décrire une répartition du chargement quasi-optimale, sur 50 % du roulement, avec un chargement Q_{max} de -1524 N . A titre de comparaison à partir de l'expression (3.24), Stribeck [15] détermine pour un roulement à billes à jeu nul, assujetti à un chargement radial F_r , l'expression (3.24) donne $Q_{max} = \frac{4.37 \times F_r}{Z} = \frac{4.37 \times 4500}{13} = -1512 \text{ N}$. Un décalage d'une dizaine de Newton est attribué à la résolution numérique dynamique ($\omega = 500 \text{ rad/s}$). L'introduction d'un jeu radial ($\Delta_r > 0$), figure 3.11(b) répartit le chargement F_r sur une zone moins étendue avec Q_{max} moins favorable. L'ajout d'une précharge ($\Delta_r < 0$), figure 3.11(c) répartit le chargement (+ précharge) sur plus de 50 % du roulement et Q_{max} tend à diminuer.

La résolution dynamique du système capte l'alternance des contacts et donne une information sur la zone de charge (figure 3.12). Le nombre moyen de contact par bague au cours du temps N_a est responsable de la rigidité du composant. Hors, cette rigidité, autrement dit, ce nombre de contacts moyen est corrélé au paramètre de charge. La figure 3.12 montre qu'à jeu nul ($\Delta_r = 0$), le nombre de contacts par bague alterne entre 6 et

7. Ce nombre augmente avec la précharge ($\Delta_r < 0$) et diminue avec le jeu ($\Delta_r > 0$). Le nombre moyen de contacts au cours du temps est estimé par N_a , rapporté en pourcentage du nombre total d'élément roulant N_a/Z , il devient une estimation du paramètre de charge .

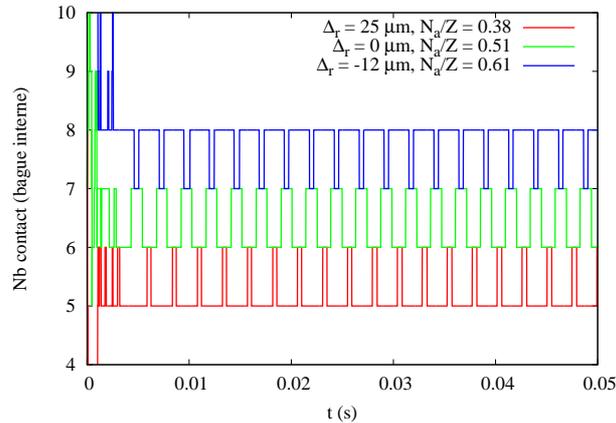


FIGURE 3.12 – Nombre de contacts au cours du temps évalué sur la bague intérieure en fonction de Δ_r

A partir des ajustements précédents, figure 3.11, l'estimation du paramètre de charge, caractéristique de la rigidité du composant se fait selon 3 méthodes (tableau 3.4) avec des résultats similaires. Par contre, le nombre moyen de contacts par bague N_a tend vers une limite égale à Z lorsque la précharge est trop importante. Cette procédure n'est pas adaptée pour évaluer des paramètres de charge dès lors que la répartition associée englobe totalement le roulement ($\epsilon > 1$).

$F_r = 4500\text{N}$	$\Delta_r = 25 \mu\text{m}$	$\Delta_r = 0 \mu\text{m}$	$\Delta_r = -12 \mu\text{m}$
avec l'expression 3.21	$\epsilon = 0.35$	$\epsilon = 0.50$	$\epsilon = 0.66$
avec l'expression 3.23	$\epsilon = 0.35$	$\epsilon = 0.50$	$\epsilon = 0.67$
avec le nombre moyen de contact N_a/Z	$\epsilon = 0.38$	$\epsilon = 0.51$	$\epsilon = 0.61$

TABLE 3.4 – Détermination du paramètre de charge ϵ

La détermination du paramètre de charge ϵ est à compléter par une estimation de la grandeur Q_{max} , pour définir la répartition (3.23).

Dans la figure 3.13, les points sont obtenus par des simulations numériques en dynamique, d'après la procédure décrite ci-dessus 3.4.2. Q_{max} est fonction des sollicitations mécaniques Δ_r et F_r . Les résultats en traits continus sont déduits de l'expression (3.24) semi-analytique utilisant les intégrales elliptiques, connaissant à priori ϵ . Certains traits continus ne couvrent pas totalement la gamme Δ_r , à cause de l'approximation (3.26),

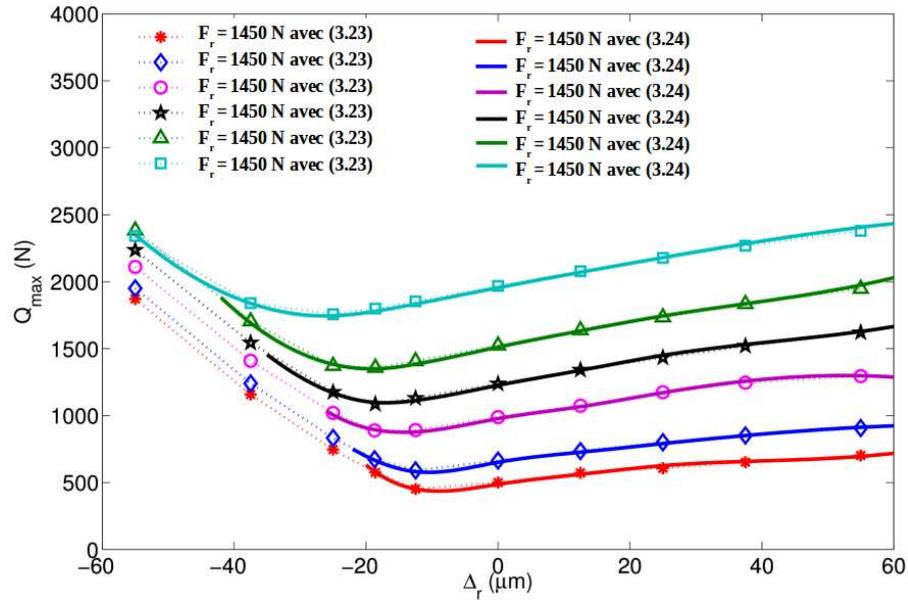


FIGURE 3.13 – Chargement maximum au contact en fonction du jeu/précharge, pour différentes charges radiales, pour un roulement 7208

valable pour $\epsilon \leq 2$. La correspondance entre les résultats numériques et l'approximation analytique est confirmée. Chaque couple de paramètres (F_r, Δ_r) conduit à une charge maximale Q_{max} , évaluée à $\psi = 0$. Q_{max} augmente avec un jeu croissant et aussi avec une précharge croissante. La sélection d'un(e) jeu/précharge se fait de façon à minimiser Q_{max} , optimisant ainsi la durée de vie du roulement [15, 27]. La distribution optimale d'un chargement est obtenue pour un Q_{max} minimum, soit un roulement légèrement préchargé (voir figure 1.15).

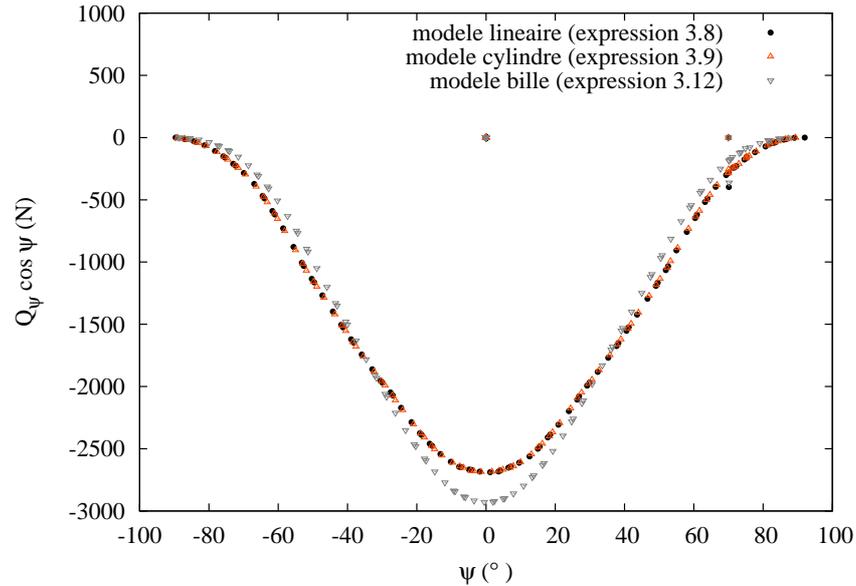
3.5 Les sensibilités

Les simulations numériques sont menées avec un pas de temps de calcul $\Delta_t = 10^{-7}s$. Les charges radiales F_r n'excèdent pas 15000 N et plusieurs facteurs influents sur la répartition du chargement mécanique (3.23) sont étudiés.

3.5.1 Influence du type de roulement

Supposons que les billes du roulement soient remplacées par des rouleaux. La résolution de l'état mécanique considère alors l'inertie des cylindres et surtout un modèle mécanique complet (K_n, K_t, C_n et C_t) différent, adapté au contact linéique. La loi de contact dans la direction normale est déterminante pour la rigidité du roulement. Dans des conditions

de chargement similaires ($F_r = 6000$ N et $\Delta_r = 0$, à $\omega = 500$ rad/s), le chargement radial Q_ψ d'un élément roulant est suivi au cours du temps, pour des lois au contact données par les expressions (3.8) ($N = 1$), (3.9) ($N = 10/9$) et (3.12) ($N = 3/2$), avec dissipation critique. Par commodité, la répartition du chargement est projetée selon $-F_r \vec{j}$ ($\psi = 0$) et Q_ψ devient $Q_\psi \cos(\psi)$ (expression 3.23 $\times \cos(\psi)$)



(a)

FIGURE 3.14 – Répartition angulaire du chargement d'un élément roulant projetée dans la direction du chargement ($-\vec{j}$) pour différents modèles

Ces répartitions (figure 3.14) montrent que le choix de la loi de contact en fonction du type de roulement modifie la répartition du chargement. Les constantes de raideurs de ces lois étant du même ordre de grandeur pour garantir un faible enfoncement, le seul facteur influent est la puissance N qui modifie la forme de la répartition du chargement. Comme avancé précédemment, le modèle cylindre et le modèle linéaire donnent des répartitions sinusoïdales similaires, plutôt adaptées à la description d'un roulement à rouleaux. Le modèle bille conduit à une distribution sinusoïdale plus prononcée, au niveau du maximum. Les roulements à rouleaux sont plus adaptés pour supporter des chargements radiaux importants (voir figure 1.8). La résolution du système avec le modèle linéaire se fait pour un pas de temps typique $\Delta_t = 10^{-6}$ s, l'introduction des modèles non-linéaires force à effectuer une résolution avec un pas de temps réduit à $\Delta_t = 10^{-7}$ s, sans pour autant considérablement changer l'interprétation des simulations.

De la même façon, le nombre d'éléments roulants Z a son importance sur la répartition du chargement. Deux roulements à billes similaires (6208 et 7208) sont ainsi testés (figure 3.15) avec le modèle (3.12) ($N = 3/2$).

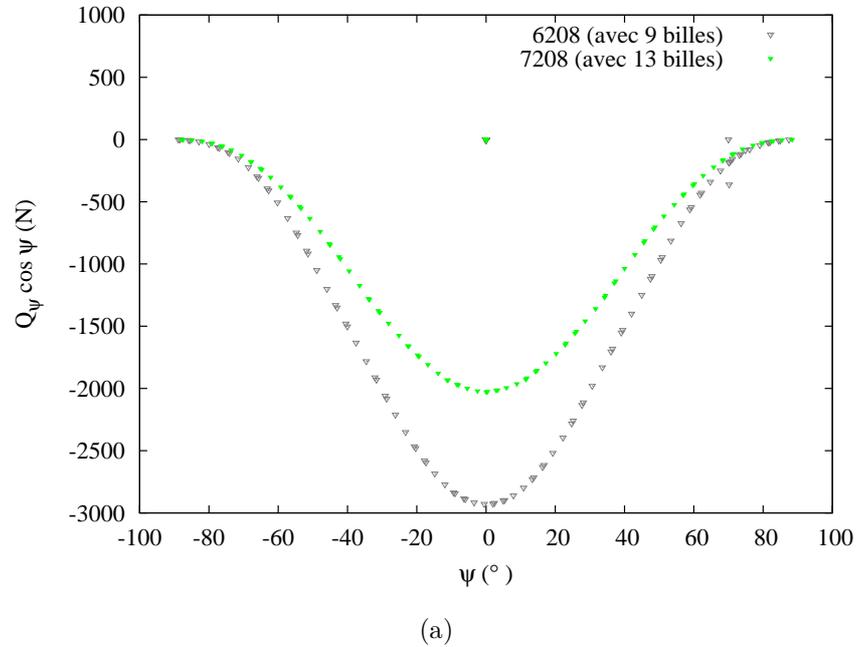


FIGURE 3.15 – Répartition angulaire du chargement d'un élément roulant projetée dans la direction du chargement ($-\vec{j}$), pour deux roulement à billes similaires

A chargement et encombrement identiques, le composant doté d'avantage d'éléments roulants (7208, figure 3.15) distribue plus favorablement la charge que son équivalent 6208. En effet, la répartition du chargement évalué $Q_{max}(\psi = 0) \approx -2000N$ pour un roulement 7208 avec $Z = 13$ et $Q_{max}(\psi = 0) \approx -3000N$ pour un roulement 6208 avec $Z = 9$. En généralisant, à encombrement similaire, le roulement formé d'avantage d'éléments roulants est plus apte à supporter des chargements importants (notion de capacité dynamique/statique).

3.5.2 Influence du frottement

Le roulement 7208 est choisi comme référence. La mise en rotation de la bague interne s'effectue progressivement, ce qui amène les éléments roulants à glisser avant de rouler. L'influence du coefficient de frottement sur la mise en rotation est proposée dans la figure 3.16, pour un chargement $F_r = 5820N$ avec un jeu nul ($\Delta_r = 0$ soit $\epsilon = 0.5$).

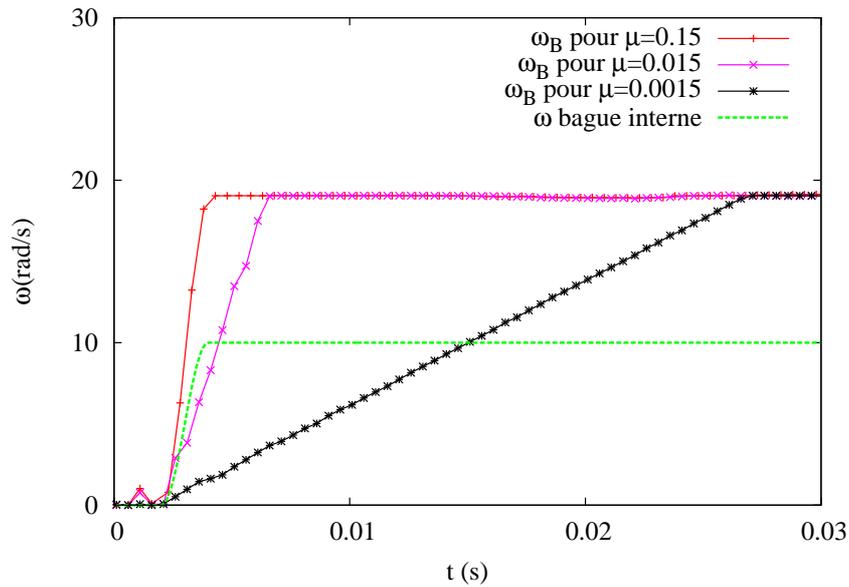


FIGURE 3.16 – Influence du frottement sur la mise en rotation des billes de roulement

Plus le coefficient de frottement est élevé et plus la mise en rotation d'un élément roulant se fait facilement, en un minimum de temps de calcul et la dissipation énergétique du système est aussi plus efficace. Choisir $\mu = 0.15$, pour un régime de lubrification limite (figure 1.4) permet de converger vers un état d'équilibre assez rapidement (environ $10^{-3}s$). Dans un cas réel, le coefficient de frottement d'un roulement à billes peut chuter à $\mu = 0.0015$ si la lubrification rentre en compte, pour minimiser les frottements néfastes à l'utilisation du composant.

Une fois la phase de mise en rotation du roulement dépassée, les éléments roulants se succèdent dans la zone de chargement caractérisée par ϵ , à la vitesse angulaire ω_B , vérifiant l'expression analytique $\omega_B = \frac{d_i \omega}{2D_b}$, en roulement pur. Hors de cette zone, les éléments roulants peuvent frotter sur l'une ou l'autre des bagues. La vitesse angulaire propre d'un élément roulant est suivie au cours du temps, pour des paramètres de charge différents, à $F_r = 6000$ N et $\omega = 10$ rad/s (figure 3.17).

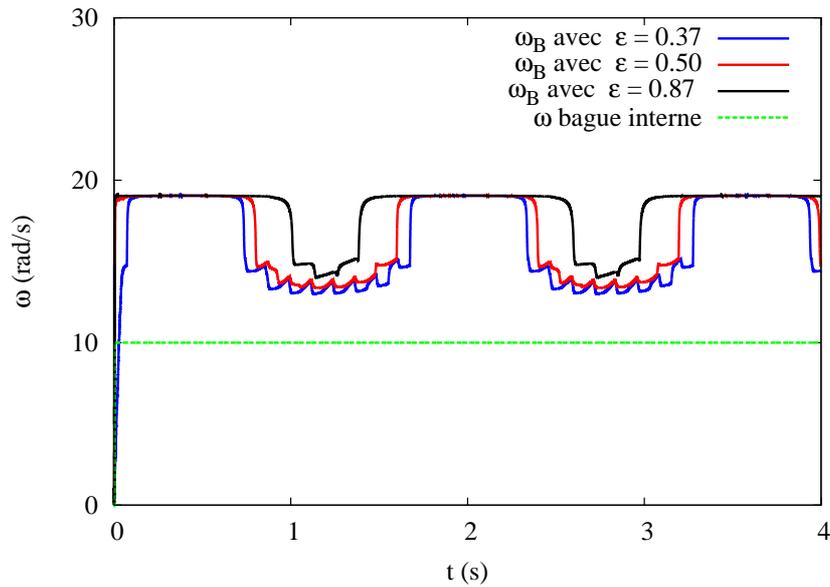


FIGURE 3.17 – Influence du paramètre de charge ϵ sur la vitesse angulaire d'un élément roulant au cours du temps, à $F_r = 6000\text{ N}$ et $\omega = 10\text{ rad/s}$

L'historique d'un élément roulant après deux tours du roulement montre une alternance de deux phases. La vitesse angulaire propre ω_B est constante dans la première phase, ce qui signifie que l'élément roulant suivi roule dans la zone de charge. La seconde phase voit la vitesse ω_B chuter, hors de la zone de charge, l'élément roulant n'est plus en roulement pur et des frottements apparaissent. La durée de ces phases dépend du paramètre de charge ϵ .

3.5.3 Influence de la dissipation

La dissipation visqueuse au sein du roulement est une combinaison de plusieurs types d'amortissements selon les conditions de fonctionnement considérées. Le frottement est aussi un mécanisme de dissipation.

3.5.3.1 Type de dissipation

La réponse du roulement à billes 7208 à un choc est étudiée, en dynamique avec $\omega = 500\text{ rad/s}$. Pour cela, le roulement est mis en charge en suivant le protocole décrit dans 3.3.2 par les sollicitations suivantes : $\Delta_r = 0$ (jeu/précharge nul(le)), $F_r = 6000\text{ N}$. En régime établi, le roulement subit brutalement une surcharge égale à F_r imposée sur la bague intérieure pendant un bref instant apparenté à un choc (0.1 ms). Le choix du type

de dissipation conduit à retrouver un état stable avec des temps de dissipation différents. Le retour à l'équilibre est apprécié en évaluant l'expression (3.3) au cours du temps.

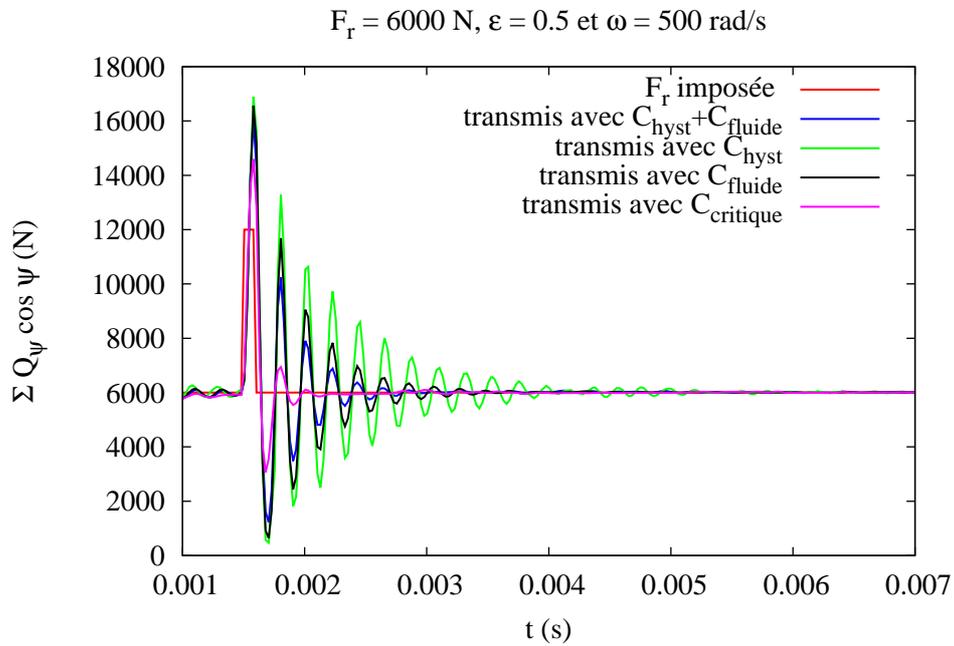


FIGURE 3.18 – Influence de la dissipation après un choc

D'après la figure 3.18, la dissipation critique, non physique donnée par l'expression (2.12) avec $\beta = 1$ amortit efficacement la perturbation après 2-3 oscillations en un minimum de temps (0.5 ms). Avec des amortissements physiques, la dissipation est différée. La dissipation hystérétique est la plus longue et les petites oscillations perdurent aussi dans le temps. Entre ces cas, la dissipation fluide C_{fluide} et la dissipation combinée $C_{hyst} + C_{fluide}$ (donc plus efficace) mettent environ 2 ms à amortir le choc. L'introduction de la dissipation prendra son sens dans le chapitre suivant, lorsque les défauts d'écaillage impliquant des chocs seront introduits.

3.5.3.2 Dissipation fluide

Seule la dissipation fluide C_{fluide} est considérée au contact élément roulant/bague, pour un roulement à billes 7208 avec $\varepsilon = 0.5$, soit la moitié des éléments roulants participant à la dissipation. Cette étude permet d'évaluer l'épaisseur du film de lubrifiant dans les conditions d'opérations standard, grâce à l'expression (3.18). Pour ce faire, un élément roulant est suivi au cours du temps. Sa position angulaire ψ varie et l'épaisseur de lubrifiant $h_{min}(\psi)$ est évaluée sur le contact élément roulant/bague interne (i.e bague

externe si les effets centrifuges restent négligeables). L'effet de la vitesse ω et l'effet du chargement F_r sont résumés dans la figure 3.19.

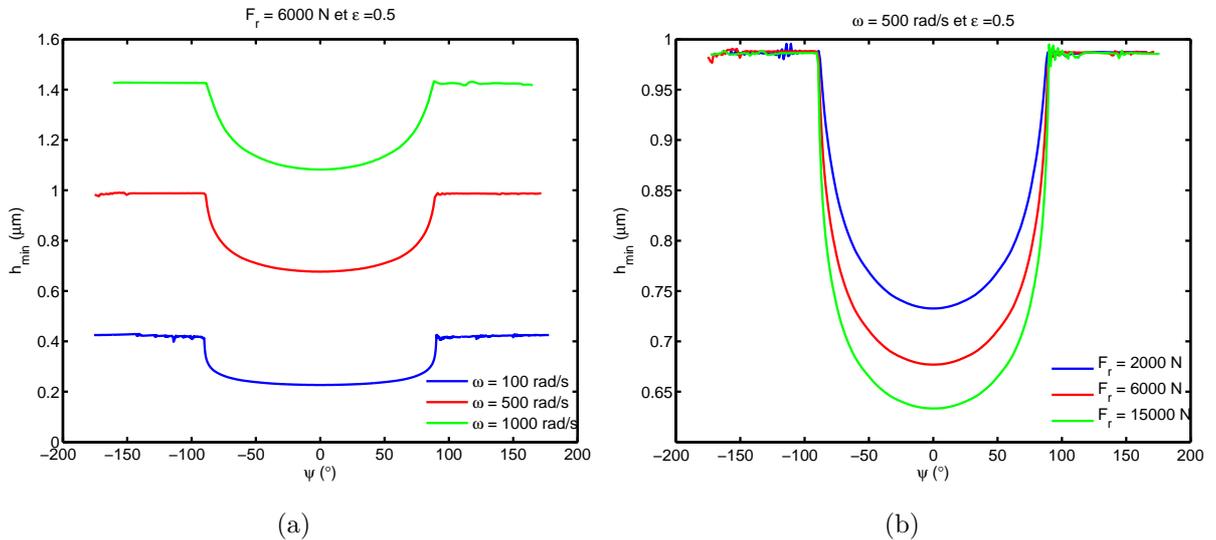


FIGURE 3.19 – Épaisseur du film de lubrifiant en fonction (a) de la vitesse (b) du chargement, à $\epsilon = 0.5$

Pour tester l'influence de la dissipation, le roulement 7208 est placé dans un état de charge contrôlé. Le position angulaire ψ d'un élément roulant réalise une révolution autour de la bague interne. Le contact roulant entre l'élément roulant et la piste interne, localisé par l'angle ψ est suivi au cours du temps et il peut persister hors de la zone de charge. Sur ce contact est évaluée l'épaisseur de lubrifiant h_{min} avec l'expression (3.18). La figure 3.19(a), à $F_r = 6000$ N pour plusieurs vitesses ω montre que l'épaisseur h_{min} augmente avec la vitesse de rotation, dans la zone de charge définie par $\psi \in [-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$ et aussi hors de la zone de charge. L'ordre de grandeur de h_{min} est maintenu autour du micromètre ($10^{-6} - 10^{-7}$ m). La figure 3.19(b), à $\omega = 500$ rad/s pour plusieurs charges radiales F_r évalue une l'épaisseur h_{min} inférieure au micromètre qui diminue lorsque la charge augmente, dans la zone de charge. Hors de la zone de charge, quel que soit F_r , l'épaisseur du film est constante et vaut quasiment $1 \mu\text{m}$. La sensibilité au chargement est moins prononcée que celle en vitesse.

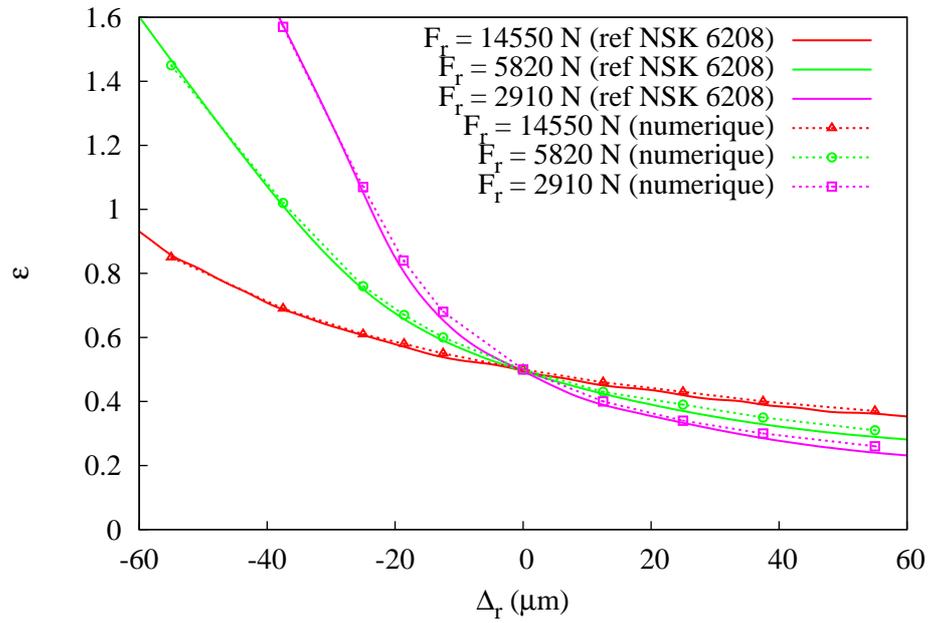
Lane et Hugues [138] étudient la réponse électrique des engrenages lubrifiés (proche d'un roulement). Ils corrélient ensuite l'ordre de grandeur de la résistance au contact des dentures R avec le régime de lubrification (figure 1.4) et tirent les conclusions suivantes :

- $R \approx 100 \Omega$ implique un régime de lubrification hydrodynamique. L'épaisseur de lubrifiant est suffisante pour créer une couche diélectrique au contact.
- $R \approx 1 \Omega$ suppose un contact métal-métal ou un régime de lubrification limite. Dans ce cas, l'épaisseur de lubrifiant comprise entre 0.01 et 1 μm se comporte comme un conducteur [139].

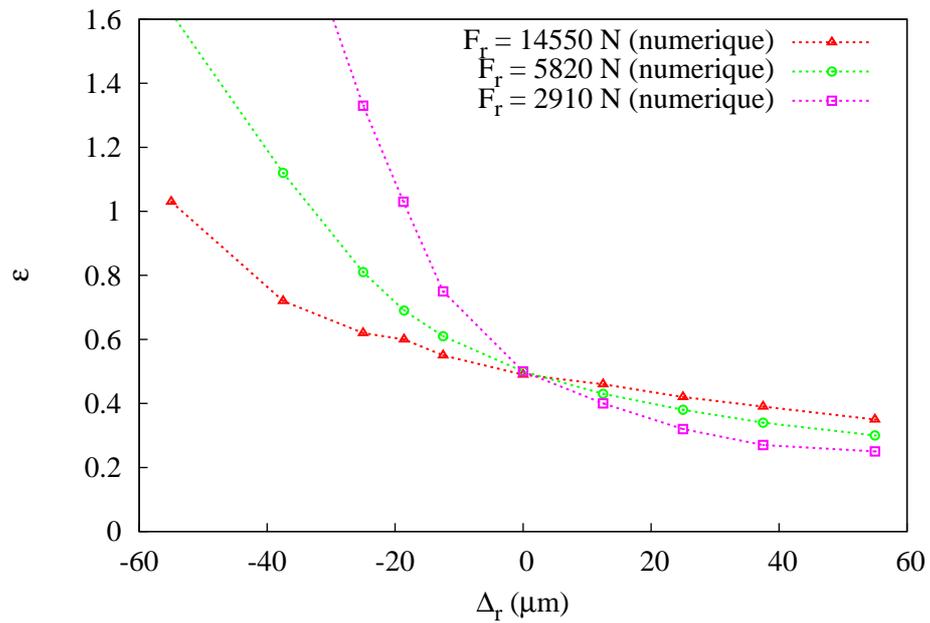
La modélisation électromécanique qui va suivre, avec toutes les hypothèses évoquées (chargement important, basse vitesse et lubrification limite) ne tient pas compte de cette résistance liée au lubrifiant. Les mesures expérimentales dynamiques présentées au chapitre 2 impliquaient l'ordre du Ω . Le contact métal-métal est donc le principal frein au transfert électrique. Dans les conditions de fonctionnement considérées (faible vitesse et chargement important), l'épaisseur du lubrifiant est encore trop faible pour influencer le transfert électrique. Pour des applications à plus haute vitesse, le lubrifiant joue un rôle d'isolant (diélectrique), ce qui se traduit par l'ajout d'une capacité diélectrique au contact. Dans ce cas, la mesure électrique à courant continu proposée dans ce manuscrit est étendue à la spectroscopie d'impédance. Un modèle de capacitance fluide est à élaborer et l'impédance équivalente du système fera l'objet de la mesure.

3.5.4 Détermination des rigidités

La rigidité d'un roulement est caractérisée par le couple (F_r, Δ_r) donnant la distribution de charge ϵ . Les figures 3.20(a) et 3.20(b) prédisent le comportement du paramètre de charge ϵ par des simulation par la MED, pour un roulement 6208 et un roulement 7208. Les résultats numériques concernant le 6208 (très répandu) sont comparés avec les calculs analytiques du roulementier NSK et montrent une bonne corrélation [140].



(a)



(b)

FIGURE 3.20 – Rigidité (a) d'un roulement 6208 (b) d'un roulement 7208

L'approche analytique du constructeur NSK est basée sur l'expression suivante $\Delta_r = \left(\frac{1-2\epsilon}{\epsilon} J_r(\epsilon)\right)^{-2/3} c \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3} (2R_b)^{-1/3}$ avec c un coefficient élastique.

La différence entre ces deux approches est illustrée par les figures 3.21 et 3.22

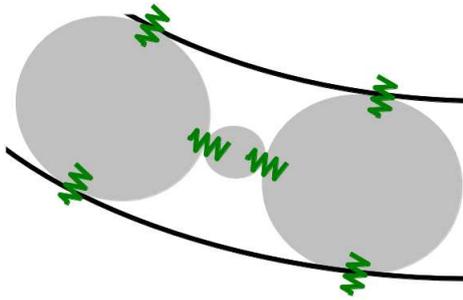


FIGURE 3.21 – Approche par la MED

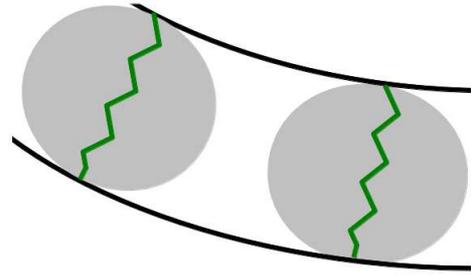


FIGURE 3.22 – Approche analytique NSK

Même si l'approche par la MED est composée d'un assemblage plus complexe de raideur, la rigidité globale évaluée en statique ou à faible vitesse reste similaire. La figure 3.20(a) montre d'ailleurs une bonne correspondance entre l'approche discrète (traits pointillés) et l'approche analytique (traits pleins) pour un roulement 6208. Un comportement similaire est observé pour le roulement 7208 (figure 3.20(b)). Seuls les éléments roulants appartenant à la zone de charge ϵ (Δ_r) sont responsables de la rigidité du roulement. Les éléments de la cage ont peu d'influence si une étude statique est menée. Cependant, dans l'objectif d'introduire des défauts en dynamique, les éléments de la cage peuvent perturber le fonctionnement du roulement.

3.5.5 Détermination des pressions au contact

Avant d'introduire le couplage électromécanique, les pressions aux contacts sont vérifiées, ce qui permet de se faire une idée, à la fois sur les surfaces de contact et sur les chargements locaux supportés par les éléments roulants. D'après la théorie de Hertz, la distribution de la pression dans le contact $p(x, y)$ se répartit selon une surface ellipsoïde :

$$p(x, y) = \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}\right)^{1/2} P_{max} \quad (3.28)$$

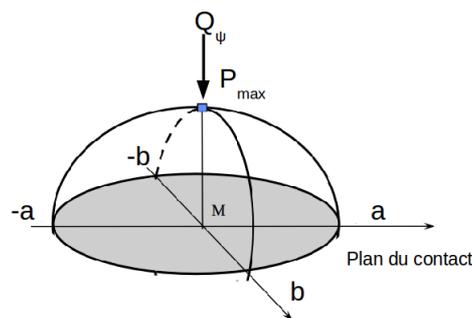


FIGURE 3.23 – Répartition de la pression dans une surface de contact décrivant un ellipsoïde

Les demi-axes de contact a et b ont été déterminés dans la section 3.2.2 avec l'expression (3.6). La pression maximum P_{max} évaluée au centre de l'ellipse, au point M est donnée par :

$$P_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q_\psi}{\pi ab} \quad (3.29)$$

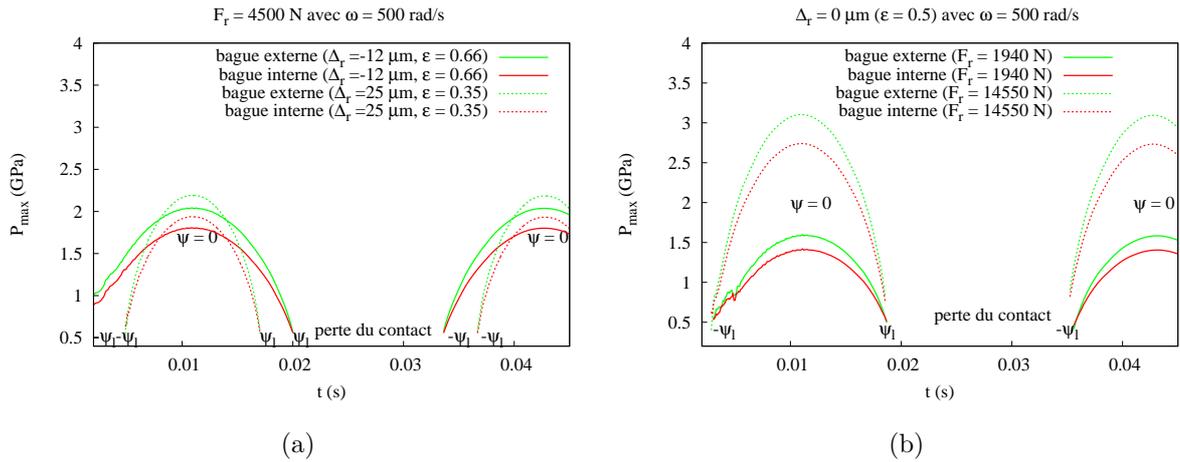


FIGURE 3.24 – Variation de la pression maximale de contact en fonction du temps pour (a) différents jeux/précharges (b) différentes charges, à $\omega = 500$ rad/s

La pression maximale au contact, notamment dans la zone la plus chargée est une grandeur à ne pas négliger pour la conception du roulement. La pression au contact est influencée par le paramètre de charge ϵ , figure 3.24(a) et par la charge F_r , figure 3.24(b). Les pressions sont calculées en suivant un élément roulant au cours du temps, par le biais de ses contacts avec les bagues, c'est à dire dans la zone de chargement définie par $[-\psi_l, \psi_l]$. Le chargement total d'un roulement correspond au couple (Δ_r, F_r) responsable de la répartition de la pression. L'ajustement du jeu/précharge accommode les pressions pour maximiser la durée de vie du composant. Les pressions calculées sont de quelques GPa et les aciers à roulement (type 100Cr6) admettent des pressions superficielles allant jusqu'à $4.2 GPa$. L'écart de pression constaté entre les bagues pour un même chargement ne s'explique pas par un effet centrifuge, pour preuve, les figures 3.25 (a) et (b).

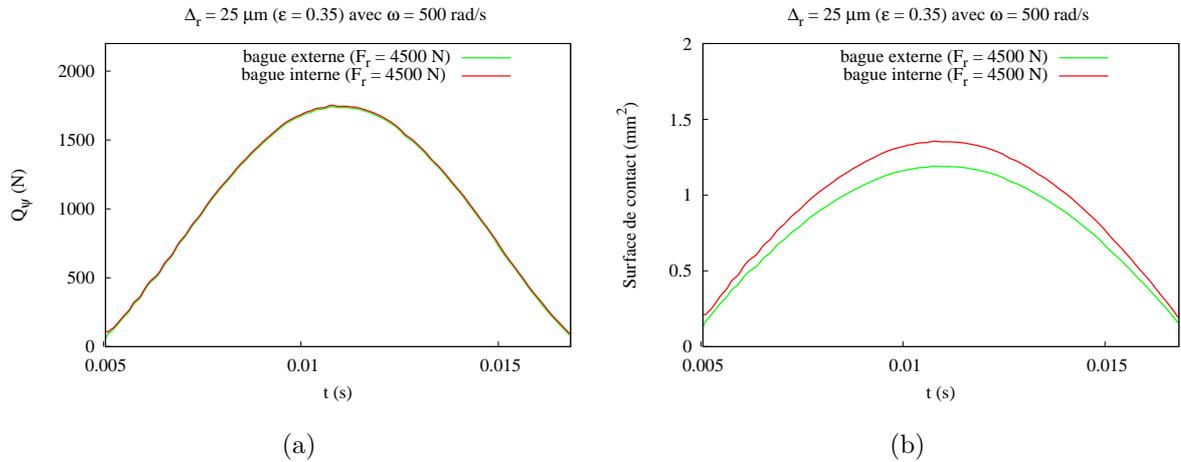


FIGURE 3.25 – (a) Efforts normaux au contact (b) Surfaces de contact, évalués par bague pour un chargement identique, $F_r = 4500 \text{ N}$, $\Delta_r = 25 \mu\text{m}$ à $\omega = 500 \text{ rad/s}$

L'effort normal de contact et la surface de contact d'un élément roulant sont suivis sur par bague au cours du temps. Q_ψ est évalué simultanément sur la bague interne et sur la bague externe, figure 3.25(a), pour un roulement tournant à $\omega = 500 \text{ rad/s}$. Les simulations ne révèlent pas de différence notable sur les efforts par bague, par contre, une différence dans les pressions au contact est constatée, figure 3.24(a). La surface de contact S_ψ , évaluée simultanément sur la bague interne et sur la bague externe, dans les mêmes conditions montre que la surface "interne" est plus étendue que la surface "externe". Les surfaces de contact sont de l'ordre du 1mm^2 , soit bien plus étendue que les estimations expérimentales. L'écart maximum, dans la zone la plus chargée donne 0.2mm^2 et s'explique par des conformités de bagues légèrement différentes.

Réponse électromécanique d'un roulement avec des bagues rigides

4.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'extraire une mesure électrique d'un roulement en fonctionnement. L'analyse de la réponse électrique en dynamique va fournir des indications concernant l'état de chargement [140]. La résistance électrique d'un roulement en opération est également évaluée en fonction du temps. Pour ce faire, le modèle électrique proposé dans le cas des milieux granulaires est adapté au cas du roulement. Généralement, le transfert électrique dans un système multi-contacts dépend des propriétés mécaniques et électriques intrinsèques des matériaux, du nombre de particules, de leur forme et du nombre de contacts. L'application au cas du roulement par la simulation numérique permet d'extraire aisément une information électrique liée à l'état de charge mécanique du composant (F_r , Δ_r et ω). Dans cette étude, la température du système est supposée constante et homogène, l'éventuelle couche d'oxyde recouvrant les surfaces métalliques est négligée et l'effet du lubrifiant n'est pas pris en compte, aussi bien d'un point de vue électrique que mécanique. Ces hypothèses conduisent à considérer l'amortissement hystérique comme le principale mécanisme de dissipation mécanique. Ces considérations sont cohérentes avec les conditions de fonctionnement fixées dans ce manuscrit ($F_r < 15000$ N, $\omega < 500$ rad/s) et avec la théorie de Hertz qui suppose un contact parfait (absence de rugosité).

4.2 Modèle électromécanique

Le contact électrique est supposé parfait, même si cette supposition reste discutable [121, 114, 117, 122]. Nous rappellerons que le modèle électrique a montré sa validité dans le

cas d'un milieu granulaire métallique, particulièrement pour les chargements importants. Le roulement à billes, dans les conditions considérées est un conducteur ohmique régi par les contacts métal-métal. Comme pour les travaux sur les milieux granulaires métalliques [13], la formulation du problème électrique est basée sur un réseau de contacts électriques régi par les lois de Kirchhoff et la loi d'Ohm. Le problème est simplifié dans le cas des roulements considérés avec une cage isolante en polyamide.

La conductance électrique d'un élément roulant k en contact simultanément avec les bagues interne et externe s'écrit selon l'expression (4.1) :

$$C_{ij}^k = \frac{1}{R_{ij}^k} = \frac{\gamma S_i S_j}{V_b} \quad (4.1)$$

avec $\gamma = 5.8 \times 10^7 S.m^{-1}$, la conductivité électrique de l'acier. $V_b = \frac{4}{3}\pi R_b^3$ est le volume d'un élément roulant sphérique. L'angle entre les contacts avec la bague interne et la bague externe d'un même élément roulant, pour un roulement à contact radial conduit à simplifier l'expression (2.23) avec $\theta_{ij} = \pi$. Le couplage électromécanique est assuré par les surfaces de contact S_i et S_j , déterminées par une approximation des intégrales elliptiques (voir le chapitre 3.2.2 associé à la figure 4.1). Les éléments de la cage sont isolants, le

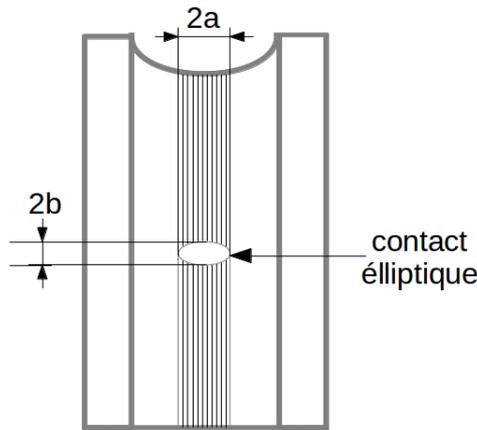


FIGURE 4.1 – Contact élliptique sur les pistes du roulement

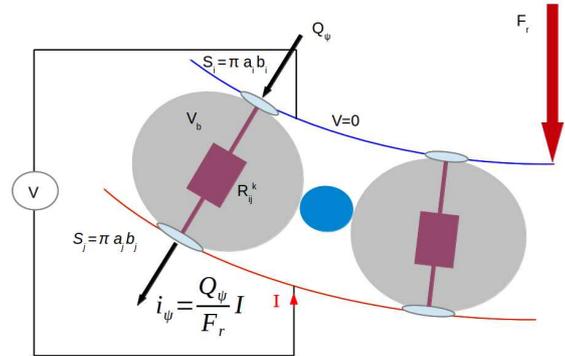


FIGURE 4.2 – Contacts électriques dans un roulement avec une cage isolante

circuit électrique équivalent du roulement se compose de résistances associées en parallèle (figure 4.2). Seuls les éléments roulants appartenant à la zone de charge sont impliqués directement dans la transfert électrique. En résumé, à un instant t , si un élément roulant k est en contact avec les bagues ($\psi \in [-\psi_l, \psi_l]$), il contribue à la résistance équivalente R du roulement, d'où :

$$\frac{1}{R} = \sum_{-\psi_l}^{\psi_l} \frac{1}{R^k} = \sum_{-\psi_l}^{\psi_l} C^k \quad (4.2)$$

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

R est fonction du temps si le chargement imposé F_r l'est et/ou $\omega \neq 0$. En pratique, la mesure électrique nécessite le passage d'un courant électrique faible (100 mA max). La répartition de ce courant au sein du roulement suit la répartition du chargement F_r . D'après le chapitre 2, le courant maximum I_{max} , traversant le contact à l'angle $\psi = 0$ peut s'écrire, par analogie avec l'expression (3.24) de Q_{max} :

$$I_{max} = \frac{I}{J_r(\epsilon)Z} \quad (4.3)$$

La connaissance de cette grandeur et plus précisément de la densité de courant $J_{max} = I_{max} \times P_{max}/Q_{max}$, d'après [30]) est capitale, au même titre que Q_{max} pour la durée de vie du composant. Une densité de courant électrique trop importante traversant une surface de contact chauffe et dégrade le roulement (voir le chapitre 1.1.6) et la mesure électrique devient destructrice (problème thermo-électro-mécanique).

Avant d'étudier le comportement électrique d'un roulement avec des défauts, il est préférable d'interpréter la réponse électrique d'un roulement dans des conditions normales. A des fins de surveillance, la mesure électrique s'avère d'abord être un indicateur du bon ou du mauvais fonctionnement d'une machine.

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

Cette section s'intéresse à la réponse électrique du roulement lorsque les conditions appliquées (F_r , Δ_r , ω) sont constantes au cours du temps. L'état électrique à l'équilibre suppose aussi l'équilibre mécanique et le choix du mode de dissipation n'a pas d'importance dans cette section. Le chargement mécanique réellement supporté par un roulement est en pratique variable et la mesure électrique pourrait s'avérer utile pour le déterminer.

4.3.1 Influence du jeu/précharge

Le jeu ou la précharge Δ_r s'interprète comme un chargement isotrope (compression ou dilatation d'une bague). Un paramètre de charge ϵ croissant a pour effet de répartir le chargement sur davantage d'éléments roulants, ce qui implique aussi une réponse électrique caractéristique. Le chargement radial F_r est fixé et le paramètre de charge ϵ varie en utilisant différents jeux/précharges Δ_r .

Trois exemples de répartition du chargement issus des simulations discrètes avec la prise en compte du jeu/précharge sont proposés dans la figure 4.3. Les grandeurs P_{max}

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

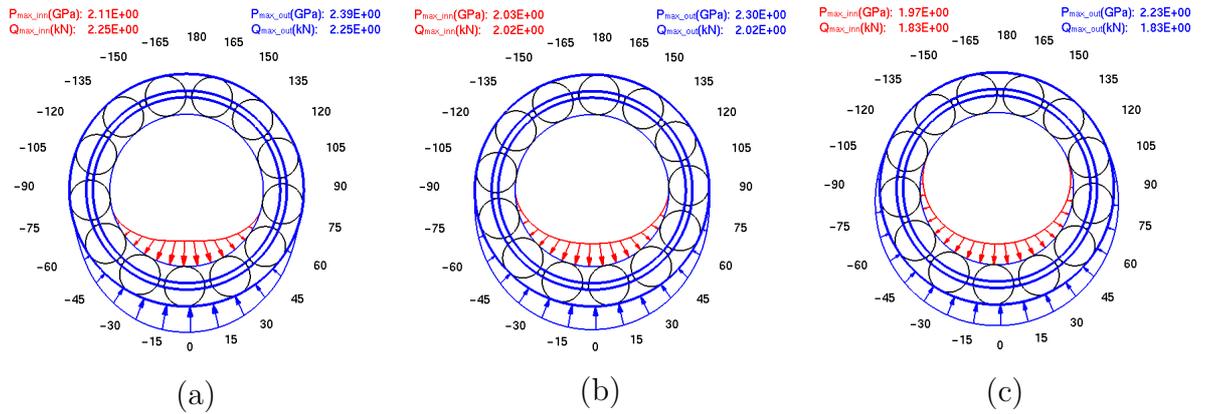


FIGURE 4.3 – Distribution du chargement $F_r = 5820\text{ N}$ (a) avec jeu $\Delta_r = 24\ \mu\text{m}$ (b) à jeu nul $\Delta_r = 0\ \mu\text{m}$ (c) avec précharge $\Delta_r = -18\ \mu\text{m}$

et Q_{max} sont évaluées pour chaque répartition, par bague. Le prise en compte d'un jeu a pour effet d'augmenter la pression maximale $P_{max}(\psi = 0)$ au contact, par rapport à la configuration "saine", à jeu nul. Par opposition, une précharge tant qu'elle reste faible abaisse la pression maximale $P_{max}(\psi = 0)$ au contact, par rapport à la configuration "saine", à jeu nul. Pour chaque configuration, un écart d'environ 0.2 GPa est constaté entre les pressions P_{max_inn} et P_{max_out} évaluées par bague, à l'avantage du contact élément roulant/bague extérieure. Cet écart ne s'explique pas par un effet centrifuge dans la résolution dynamique mais par la prise en compte des conformités des bagues. Une capture d'un instantané, figure 4.4 durant les simulations numériques montre les liens électromécaniques.

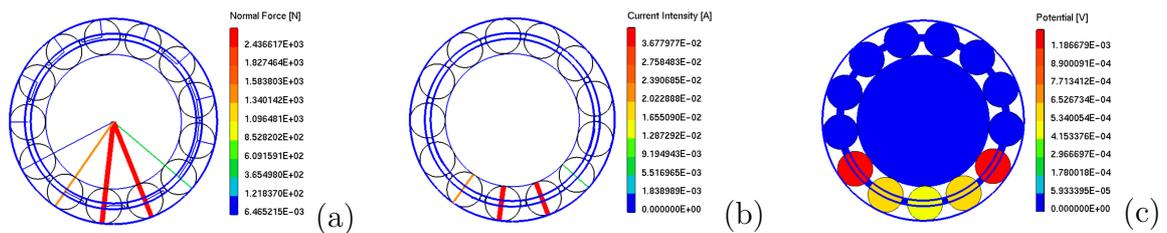


FIGURE 4.4 – Distribution (a) du chargement radial (b) du courant électrique (c) du potentiel électrique, pour $F_r = 5820\text{ N}$ avec $\Delta_r = 24\ \mu\text{m}$

Ces résultats rappellent les simulations électromécaniques menées dans les milieux granulaires métalliques (figure 2.14). La répartition du courant, figure 4.4(b) suit la répartition du chargement, figure 4.4(a). L'élément roulant le plus sollicité mécaniquement, au plus près de l'application du chargement F_r (proche de Q_{max} à $\psi = 0$) laisse aussi passer le plus de courant (proche de I_{max} à $\psi = 0$). Cet élément est le plus contraint mécaniquement donc il est aussi le plus conducteur. La distribution des potentiels est donnée par la figure 4.4(c) où les éléments impliqués dans le transfert électrique (en rouge

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

et jaune) appartiennent à la zone de charge autour de 30 % du roulement. Les éléments restants provenant hors de la zone de charge sont au potentiel nul (bleu), comme les éléments de la cage. Ces éléments ne participent pas directement au transfert électrique. Cependant, ils ne sont pas à négliger pour autant puisque leur comportement mécanique peut perturber la mesure électrique.

La sensibilité électrique en fonction du paramètre de charge est proposée dans la figure 4.5, pour une charge radiale constante $F_r = 5820$ N et une vitesse de rotation constante $\omega = 500$ rad/s.

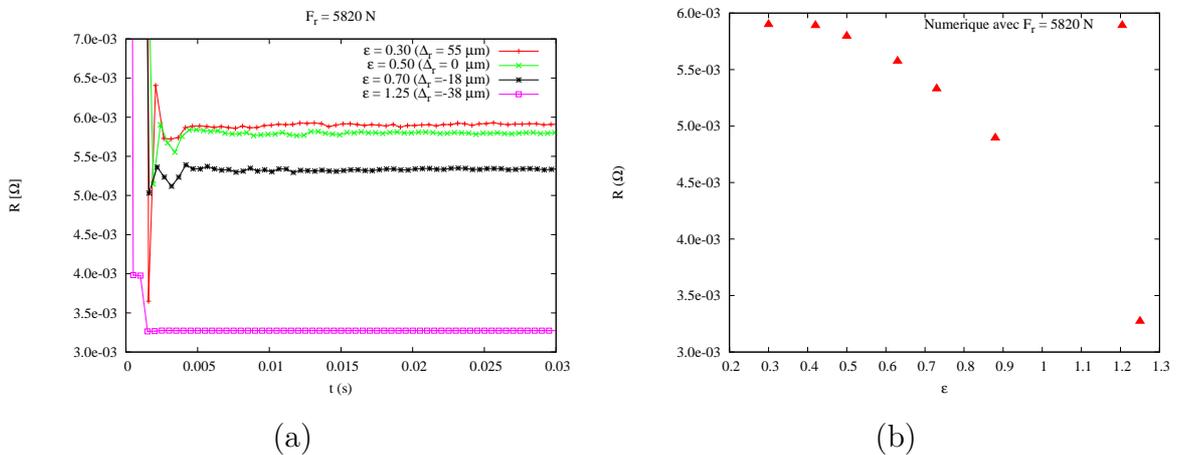


FIGURE 4.5 – (a) Résistance électrique en fonction du temps (b) Résistance électrique moyenne en fonction du paramètre de charge, à $F_r = 5820$ N et $\omega = 500$ rad/s

La figure 4.5 montre que la résistance électrique calculée est de l'ordre du $m\Omega$ avec une dépendance décroissante pour des paramètres de charge ϵ croissants. L'influence du jeu $\epsilon < 0.5$ se traduit aussi par un signal électrique légèrement perturbé et une résistance électrique moyenne associée moins conductrice que le cas référence $\epsilon = 0.5$ à jeu nul (figure 4.5(b)). Ces fluctuations s'atténuent avec une précharge croissante $\epsilon > 0.5$ et la résistance électrique diminue à mesure que la précharge augmente.

4.3.2 Influence de la charge radiale

La dépendance de la résistance électrique en réponse à des charges radiales croissantes est maintenant abordée. La vitesse est fixée à $\omega = 500$ rad/s et le jeu Δ_r est nul ($\epsilon = 0.5$). Le chargement F_r imposé varie entre 1940 N et 14550 N, réparti sur la moitié des élé-

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

ments roulants. La distribution du chargement mécanique est proposée dans la figure 4.6.

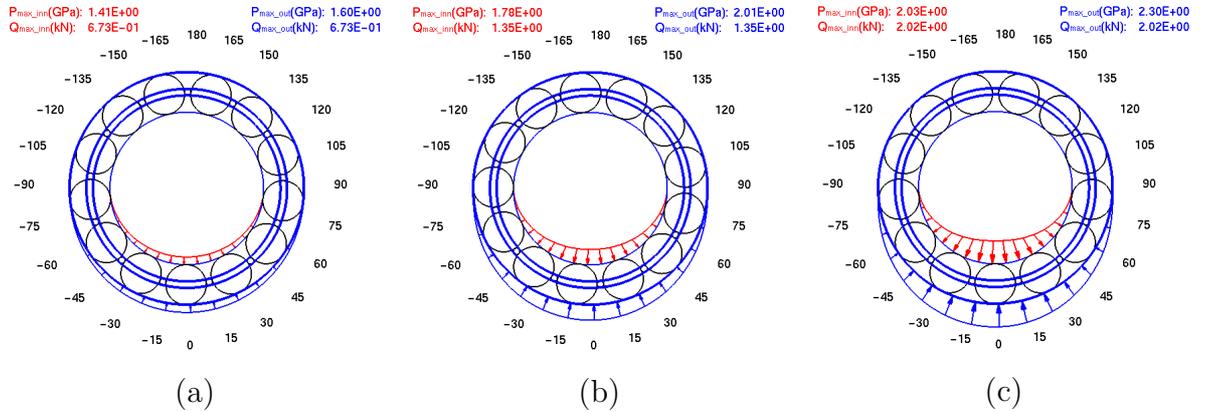


FIGURE 4.6 – Distribution du chargement avec $\Delta_r = 0$ pour (a) $F_r = 2000$ N (b) $F_r = 4000$ N (c) $F_r = 6000$ N

D'après la figure 4.6 et l'expression (3.21), la charge radiale F_r n'affecte pas la répartition du chargement à jeu nul. La distribution du chargement répartie sur la moitié inférieure du roulement est conservée et seules les intensités Q_{max} et les pressions P_{max} augmentent avec la charge radiale. Une capture d'un instantané proposée dans la figure 4.7 montre les liens électromécaniques.

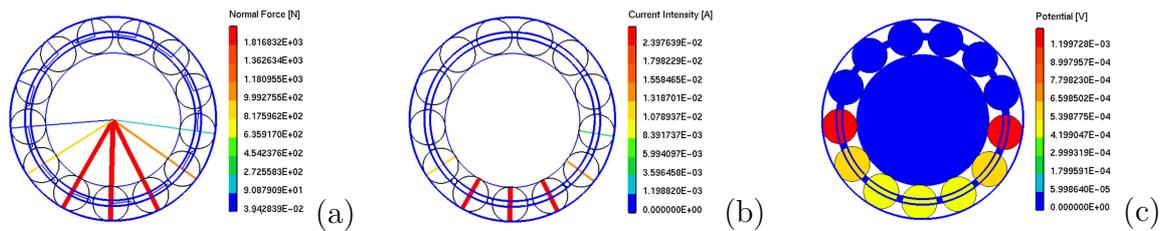


FIGURE 4.7 – Distribution (a) du chargement (b) du courant électrique (c) du potentiel électrique, pour $F_r = 5820$ N avec $\epsilon = 0.5$

L'analyse du couplage électromécanique est la même que celle de la figure 4.4. La seule différence réside dans la zone de chargement qui couvre maintenant 50 % du roulement. La sensibilité électrique liée à la charge radiale est proposée dans la figure 4.8, pour un paramètre de charge $\epsilon = 0.5$ et une vitesse de rotation constante $\omega = 500$ rad/s.

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

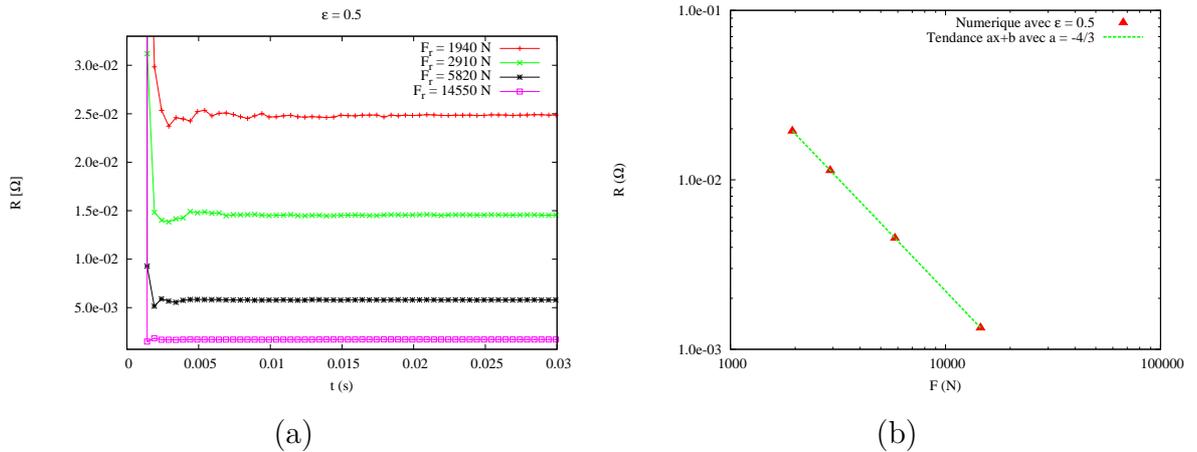


FIGURE 4.8 – (a) Résistance électrique en fonction du temps pour différentes charges radiales à jeu nul (b) Résistance électrique moyenne associée en fonction de la charge radiale

La figure 4.8(a) montre clairement que la résistance électrique diminue lorsque la charge radiale augmente, pour une même répartition sur 50 % des éléments roulants. La résistance moyenne passe d'environ 25 m Ω pour $F_r = 1940$ N à environ 2 m Ω pour $F_r = 14550$ N. Dans la figure 4.8(b), le comportement de la résistance électrique en fonction de la charge radiale suit une loi de puissance de pente $-4/3$ induite par le modèle électrique (4.1) associé aux surfaces de Hertz. Cette loi en puissance validant le modèle électrique avec son caractère hertzien est aussi observée expérimentalement (figure 2.18). La résistance électrique déterminée numériquement 100 fois plus conductrice que les mesures expérimentales.

4.3.3 Influence de la vitesse

L'influence de la vitesse sur la mesure électrique du roulement est étudiée. Pour cela, un chargement radial $F_r = 5820$ N est appliqué au roulement à jeu nul ($\epsilon = 0.5$). La vitesse de rotation ω varie de 10 rad/s à 1000 rad/s. Les résultats des simulations sont présentés dans la figure 4.9.

4.3 Réponse électrique d'un roulement idéal

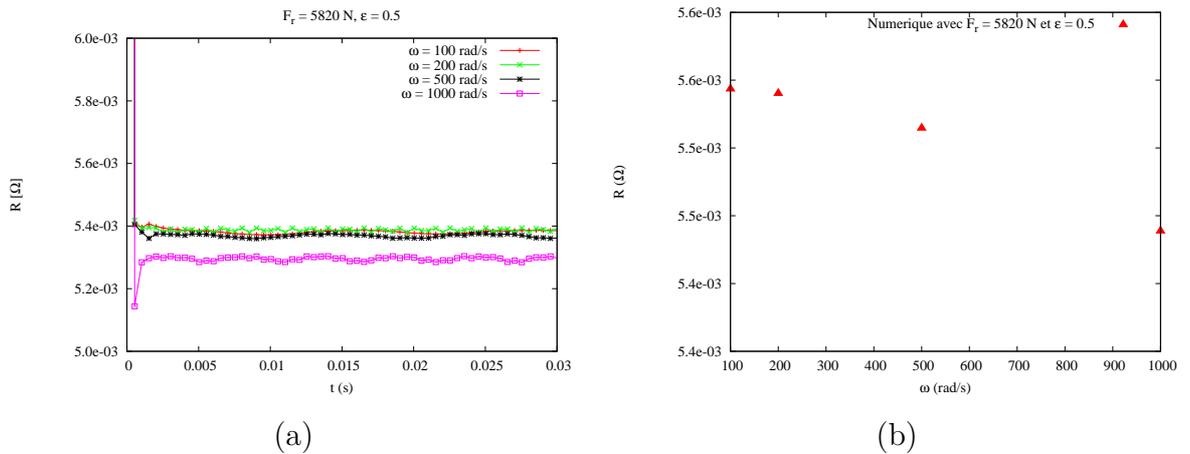


FIGURE 4.9 – (a) Résistance électrique en fonction du temps (b) Résistance électrique moyenne, pour différentes vitesses de rotation ω avec $F_r = 5820 \text{ N}$ et $\epsilon = 0.5$

D'après les résultats des simulations (figure 4.9), il apparaît que les effets centrifuges se font ressentir sur la mesure électrique lorsque la vitesse de rotation ω dépasse 500 rad/s, pour les chargements considérés. Par la suite, la vitesse $\omega = 500 \text{ rad/s}$ est considérée comme vitesse limite. Au delà, les modèles mécaniques décrits dans ce manuscrit ne sont plus valables. Le lubrifiant est à prendre compte mécaniquement et électriquement, d'après 3.5.3.2. Pour rappel, la mesure électrique expérimentale proposée dans la figure 2.24(a) a montré une augmentation de la résistance avec la vitesse. Cet effet lié à un état de surface balayé en dynamique [141] n'est pas capté numériquement en considérant un contact parfait persistant dans la zone de charge.

4.3.4 Limitations

L'ensemble des résultats numériques proposés ci-dessus montre que la résistance électrique d'un roulement à billes évaluée en dynamique, en fonction de divers paramètres (jeu/précharge, charge radiale et vitesse) est quasiment constante au cours du temps. Cependant, ces résultats montrant un couplage entre l'état mécanique et la mesure électrique peuvent mettre en évidence des chargements anormaux synonymes de problèmes à venir [142, 140]. Expérimentalement, la mesure électrique bruitée sur le roulement contient des informations sur le fonctionnement de la machine (voir les mesures expérimentales 2.4.3). A la différence des mesures expérimentales, les signaux électriques numériques proposés jusqu'à présent et présentés dans la figure 4.10 sont "épurés" ($x_K \approx 1$), ce qui se traduit par une limitation dans les informations à extraire par analyses de Fourier et par les indicateurs statistiques. Néanmoins, la transformée de Fourier de ces signaux pour une étude en fonction du paramètre de charge (figure 4.10(b)) capte l'alternance des contacts

4.4 Réponse électrique d'un roulement sain

au cours du temps se produisant sur la bague externe, à la fréquence BPFO (8.19 Hz) et sa première harmonique avec des amplitudes très faibles.

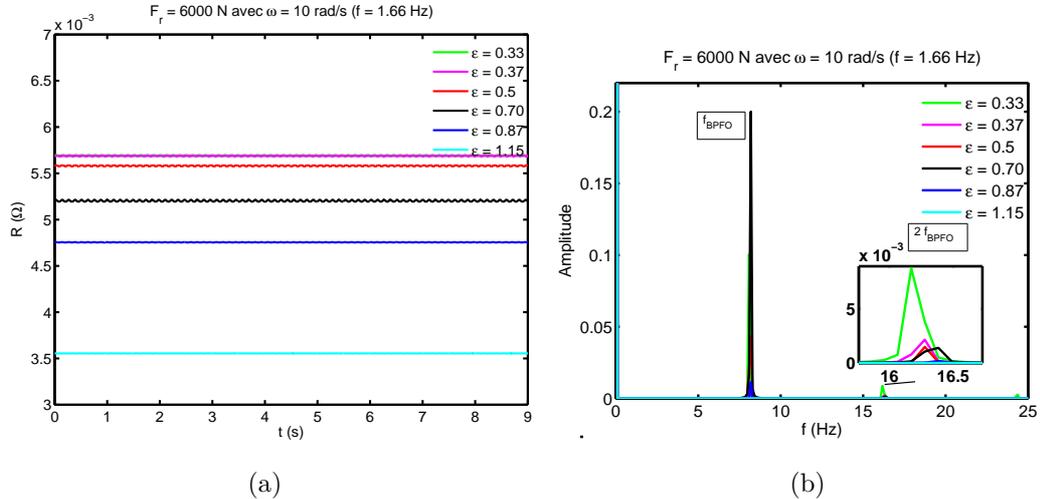


FIGURE 4.10 – (a) Résistance électrique (b) Spectre associé, en fonction du paramètre de charge ϵ , pour $F_r = 6000$ N et $\omega = 10$ rad/s pour un roulement idéal

De plus, il semble que l'amplitude de cette fréquence à sa première harmonique est liée au paramètre de charge ϵ . L'amplitude maximale est obtenue avec un paramètre de charge faible ($\epsilon = 0.33$ ou jeu radial important) et elle décroît lorsque ce paramètre ϵ augmente. D'ailleurs, dès lors que $\epsilon \geq 1$, l'alternance de contact ne se produit plus et ses fréquences ne sont plus observables. L'interprétation de ce phénomène est sans doute liée à l'énergie des chocs se produisant à la reprise du contact, pour la même raison qu'un roulement "lâche" générera d'avantage de bruit qu'un roulement "serré", en fonctionnement. En pratique, cette alternance de contact est de trop faible énergie pour pouvoir être distinguée du bruit de mesure.

Le qualité du montage, la géométrie interne, etc n'étant jamais idéaux et les conditions de fonctionnement cyclostationnaires [49] viennent enrichir la réponse électrique, d'après 1.2.3. Par exemple, l'apparition de la fréquence de rotation $f = \frac{\omega}{2\pi}$ et/ou de ses premières harmoniques peuvent se manifester dans la FFT. La suite de ce chapitre s'intéresse à enrichir les signaux électriques numériques en tenant compte des éventuels phénomènes qui apparaissent avec la dynamique du roulement.

4.4 Réponse électrique d'un roulement sain

Jusqu'à présent, les conditions de fonctionnement étaient supposées idéales. Or, plusieurs effets dynamiques viennent invalider ces conditions. Parmi ces effets, la cyclo-

4.4 Réponse électrique d'un roulement sain

stationnarité de la vitesse du moteur animant le roulement altèrent le comportement mécanique du roulement, et réciproquement. Lioulios et d'autres auteurs [143, 144] proposent de tenir compte des conditions de fonctionnement, en dynamique, en modulant la vitesse de rotation du moteur selon l'expression suivante :

$$\omega_r(t) = \omega[1 + A\cos(n\omega t)] \quad (4.4)$$

avec $\omega_r(t)$ la vitesse instantanée communiquée au roulement, de vitesse moyenne ω , avec A un pourcentage de modulation et n , le nombre de fluctuation par cycle. Lioulios [143] considère des fluctuations allant jusqu'à $A = 5\%$ ($n = 4$).

Le chargement mécanique se trouve aussi modifié par effet de couple :

$$\vec{F}_r = F_x\vec{j} + F_y\vec{j} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} F_x = -\frac{F_u}{\omega_r^2(t)}[\dot{\omega}_r\cos(\omega_r t) - \omega_r^2\sin(\omega_r t)] \\ F_y = -F_r + \frac{F_u}{\omega_r^2(t)}[\dot{\omega}_r\sin(\omega_r t) + \omega_r^2\cos(\omega_r t)] \end{cases} \quad (4.5)$$

avec $\dot{\omega}_r$ l'accélération angulaire qui se traduit par de multiples phases d'accélération et de décélération du moteur animant la bague interne, F_u l'intensité de la modulation du chargement mécanique appliqué F_r , à priori inconnu. Cette modulation est sensée s'intensifier avec un jeu croissant. C'est pourquoi, nous proposons de corrélérer F_u avec le paramètre de charge ϵ (≤ 1) et le chargement radial F_r , soit :

$$F_u = \begin{cases} \frac{2 \times (1 - \epsilon)}{100} F_r & \text{si } \epsilon < 1 \\ 0 & \text{si } \epsilon \geq 1 \end{cases} \quad (4.6)$$

Le couple mécanique transmis au roulement est donc modulé au cours du temps et dépend du chargement. Dans le cas d'un fonctionnement sain, ces considérations viennent enrichir le signal électrique. A titre d'exemple, pour une configuration à jeu nul, F_u vaut $1\% \times F_r$. D'autres effets incluant des fluctuations de la vitesse de rotation peuvent être introduits comme des vibrations de torsion ou des vibrations aléatoires distribuées selon une loi Gaussienne [143]. Ces effets notamment ceux de nature aléatoires sont ignorés dans les simulations numériques, ce qui explique pourquoi les signaux issus des simulations sont "plats" et déterministes.

Cette modulation périodique de faible amplitude ($A=1\%$ et $n = 4$) est dorénavant toujours présente dans les simulations. Les signaux électriques simulés qui suivent sont dits "sains", par opposition à "idéaux", tant que cette modulation reste faible. Une modulation trop importante sera considérée comme un défaut de balourd.

4.4.1 Influence du jeu/précharge

Les résultats des simulations montrant la variation de la résistance électrique d'un roulement pour différents jeux/précharges proposées dans la figure 4.11 sont à comparer avec les signaux idéaux, figure 4.10

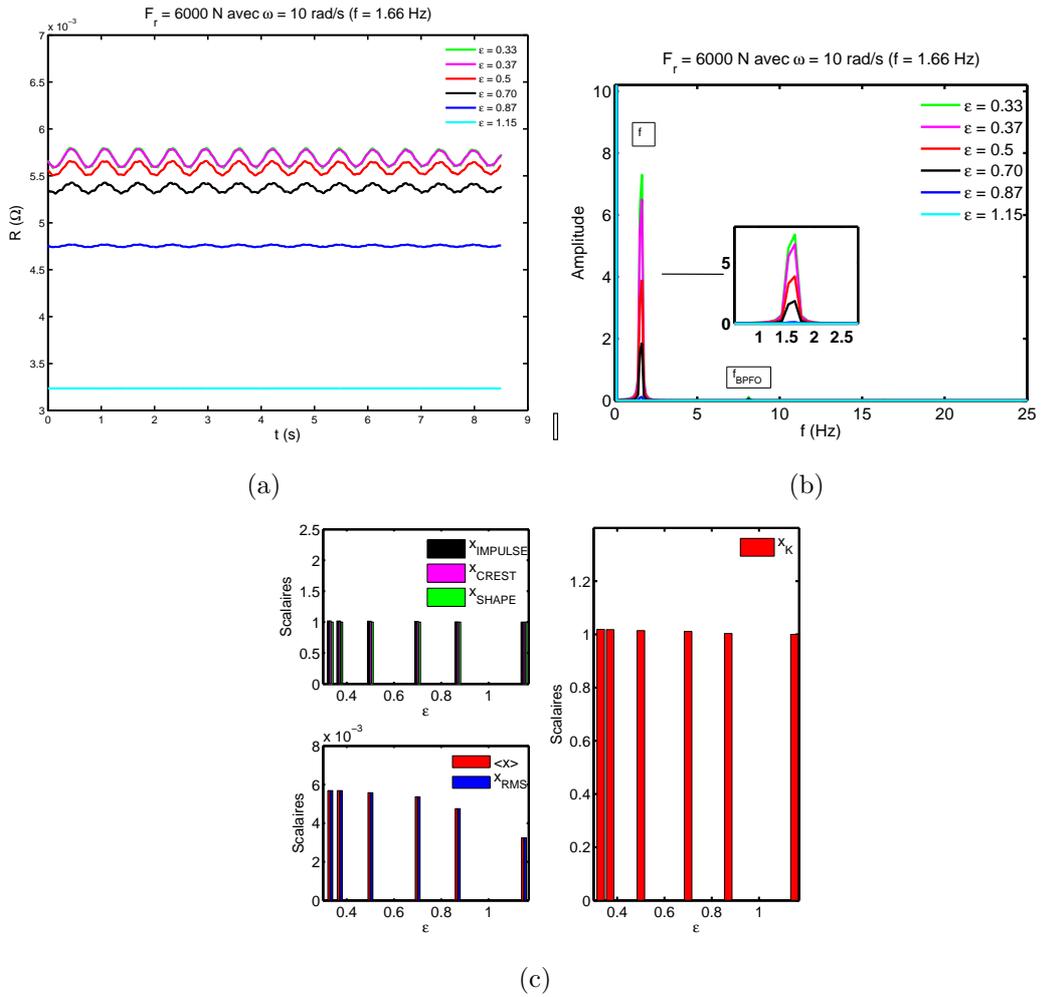


FIGURE 4.11 – (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs statistiques, en fonction du paramètre de charge ϵ , pour $F_r = 6000\text{N}$ et $\omega = 10 \text{ rad/s}$ ($A=1\%$ et $n = 4$) pour un roulement sain

L'introduction d'une modulation temporelle selon l'expression (4.4) a pour conséquence de perturber le chargement mécanique et donc la résistance électrique au cours du temps, selon l'expression (4.5). Les signaux électriques figure 4.11(a) conservent leurs dépendances en fonction de ϵ ($\langle x \rangle$ et les modulations x_{RMS} diminuent lorsque ϵ augmente), l'analyse proposée dans le chapitre 4.3.1 avant ces modulations, reste valable. En définitif, les signaux électriques sont enrichis en fréquence, la vitesse de rotation du

4.4 Réponse électrique d'un roulement sain

roulement ($\omega = 10$ rad/s soit $f = 1.66$ Hz) se manifeste dans les spectres électriques tant que $\epsilon < 1$. L'amplitude de cette fréquence est corrélée aux conditions de jeu/précharge. Comme dans les mesures idéales, figure 4.10 avec une fréquence relative à l'alternance des contacts, l'amplitude de la fréquence de rotation f décroît lorsque ϵ augmente et disparaît dès lors que ϵ dépasse l'unité. De plus, la fréquence BPFO liée à l'alternance des contacts est toujours présente mais elle est masquée compte tenu de sa faible amplitude.

4.4.2 Influence de la charge radiale

L'influence de la charge radiale F_r est étudiée dans la figure 4.12, dans une configuration "saine" avec $\epsilon = 0.5$ pour $\omega = 10$ rad/s.

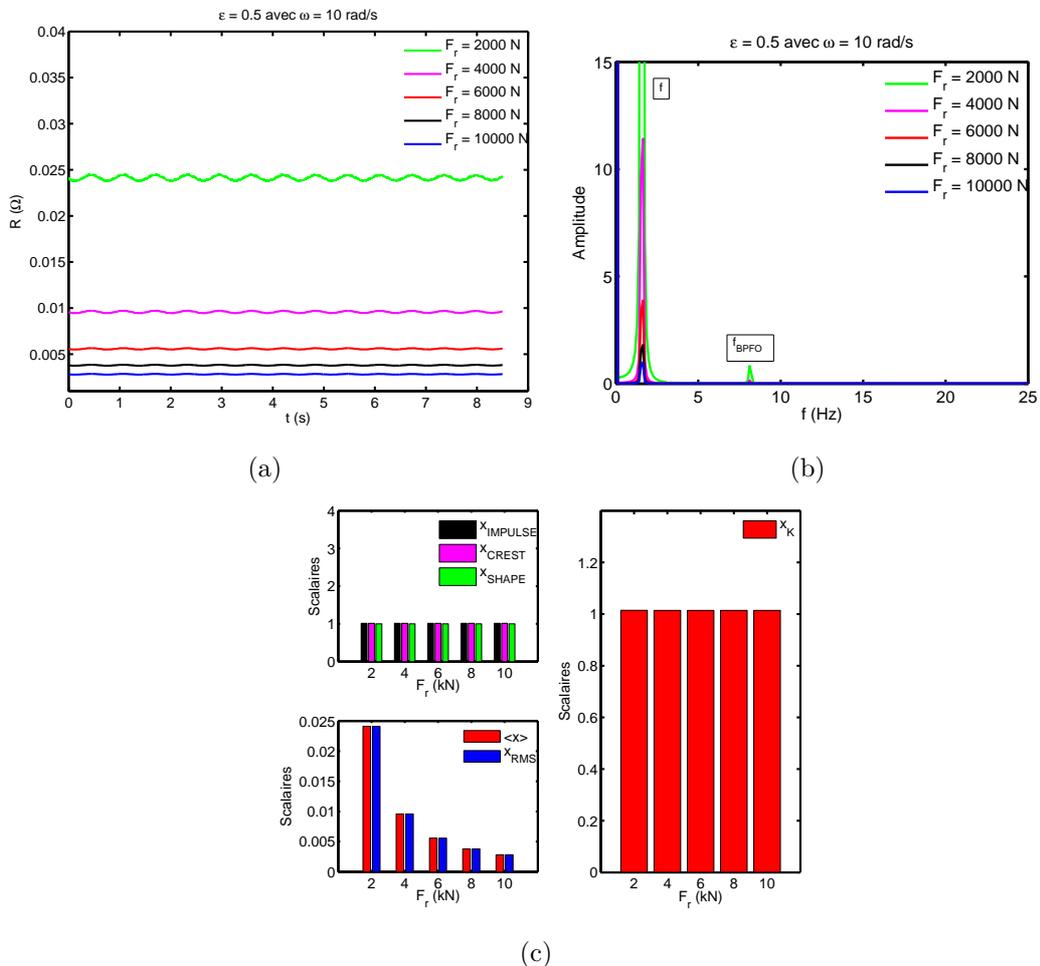


FIGURE 4.12 – (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs scalaires, en fonction du paramètre de la charge radiale F_r , pour $\epsilon = 0.5$ et $\omega = 10$ rad/s ($n = 4$, $A = 1\%$), pour un roulement sain

4.4 Réponse électrique d'un roulement sain

Les signaux électriques figure 4.12(a) conservent leur sensibilité en fonction de la charge radiale F_r . La dépendance en puissance $-4/3$ de la résistance électrique moyenne en fonction de la charge F_r est conservée et cette dépendance s'observe sur les indicateurs statistiques $\langle x \rangle$ et x_{RMS} , figure 4.12(c) et aussi sur les indicateurs expérimentaux donnés dans la figure 2.19(c). Les autres indicateurs, comprenant le kurtosis $x_K \approx 1$ restent insensibles à la charge. Les mêmes tendances sont observées avec des ordres de grandeur différents.

4.4.3 Influence de la vitesse de rotation

L'influence de la vitesse de rotation est étudiée dans la figure 4.13, dans une configuration "saine", avec $\epsilon = 0.5$ et $F_r = 6000$ N.

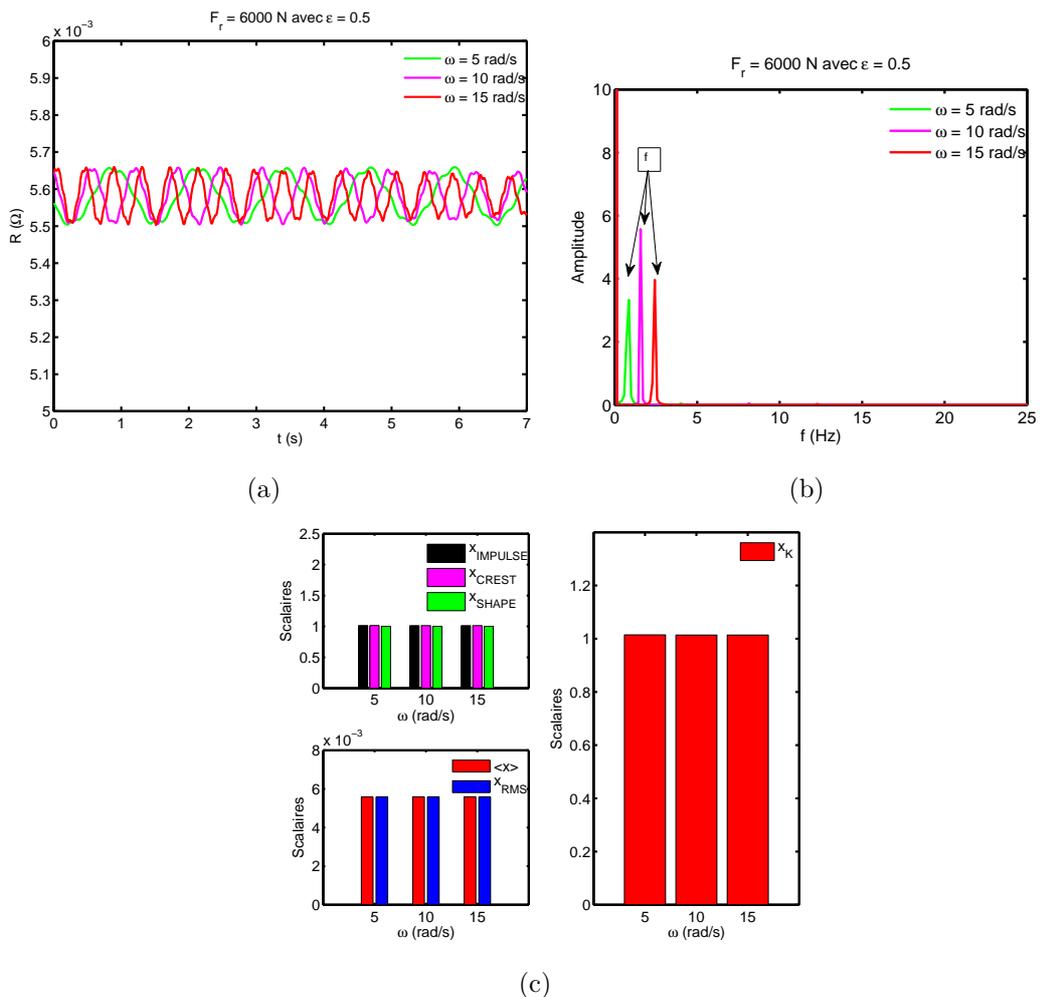


FIGURE 4.13 – (a) Résistance électrique (b) Spectre (c) Indicateurs scalaires, en fonction de la vitesse ω ($n = 4$, $A = 1\%$), pour $\epsilon = 0.5$ avec $F_r = 6000$ N, pour un roulement sain

4.5 Réponse électrique d'un roulement anormalement chargé

Les signaux électriques sont évalués pour 3 vitesses ($\omega = 5$ rad/s ($f = 0.83$ Hz), 10 rad/s ($f = 1.66$ Hz) et 15 rad/s ($f = 2.5$ Hz)). Pour un chargement identique, figure 4.13(a), l'amplitude de la modulation est conservée et seule la fréquence varie. Le spectre, figure 4.13(b), montre les décalages en fréquence associés aux vitesses et les amplitudes des fréquences fondamentales varient, sans pouvoir extraire une tendance. Les indicateurs statistiques, figure 4.13(c), sont indépendants de ω .

4.5 Réponse électrique d'un roulement anormalement chargé

Jusqu'à présent, les mesures électriques sont effectuées en dynamique, avec un chargement fixe. L'alternance des contacts au cours du temps ainsi que les jeux internes (Δ_r et le jeu entre les éléments roulants et les éléments de la cage) peuvent provoquer des chocs de faible énergie, captés par la mesure électrique.

Dans une application en dynamique, le chargement F_r fluctue au cours du temps (sens, direction et intensité), notamment à cause de l'environnement immédiat (vibrations ambiantes) et à cause des jeux de montage, désalignements et balourds. Il en résulte d'ailleurs une signature vibratoire ou électrique expérimentale de nature Gaussienne ($x_K \approx 3$, figure 2.19).

Trois perturbations assimilables à des chargements anormaux, lorsque la modulation A est suffisante, sont introduits numériquement.

- $F_{rand}(t) = F_r + AF_r \times rand(1) \quad \Rightarrow$ perturbation aléatoire
- $F_{cos}(t) = F_r + AF_r \times \cos(N\omega t) \quad \Rightarrow$ perturbation en intensité
- $\vec{F}_{dir}(t) = F_{rx}(t)\vec{i} + F_{ry}(t)\vec{j} \quad \Rightarrow$ perturbation en direction
avec $F_{ry} = F_r + AF_r \times \frac{1}{2}(\cos(N\omega t) - 1)$ et $F_{rx} = \pm\sqrt{F_r^2 - F_{ry}^2}$

avec N un entier, A , la modulation en pourcentage du chargement F_r et $rand(1)$, un nombre aléatoire sélectionné selon une loi de probabilité uniforme entre $[-1,1]$. La répartition du chargement d'un élément roulant au cours d'une rotation, en réponse à ces perturbations est proposée dans la figure 4.14. Ces répartitions fournissent des états de charge perturbés autour de la répartition théorique donnée par la figure 4.3(b). La trajectoire du centre de la bague intérieure est suivie pour chacun de ces cas (figure 4.15) Certains auteurs [145, 143, 146] proposent aussi ce genre de représentation pour des études à haute vitesse. Dans les cas proposés ci-dessus, les trajectoires restent contenues

4.5 Réponse électrique d'un roulement anormalement chargé

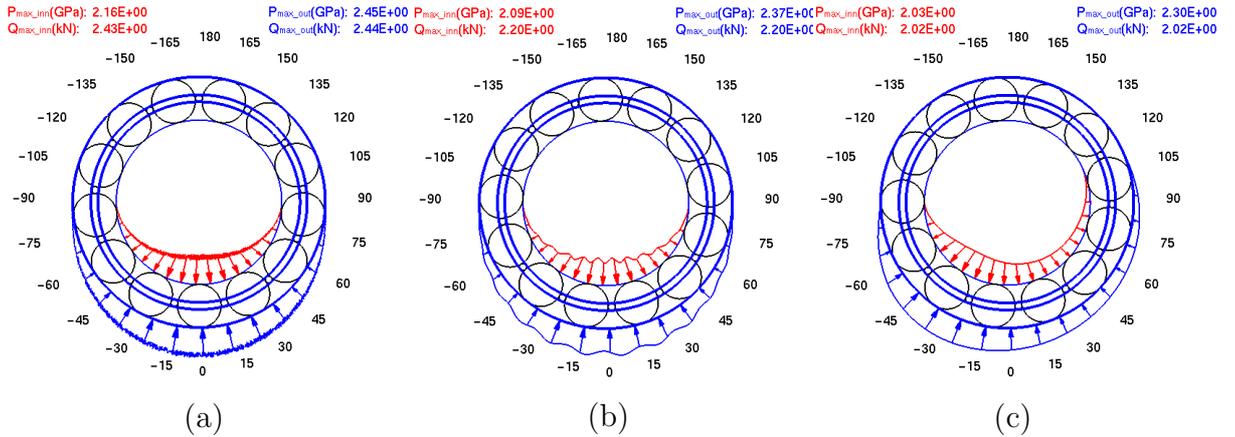


FIGURE 4.14 – Distribution du chargement supporté par un élément roulant perturbé (a) aléatoirement (b) en intensité (c) en direction, pour $F_r = 5820 \text{ N}$ avec $\epsilon = 0.5$

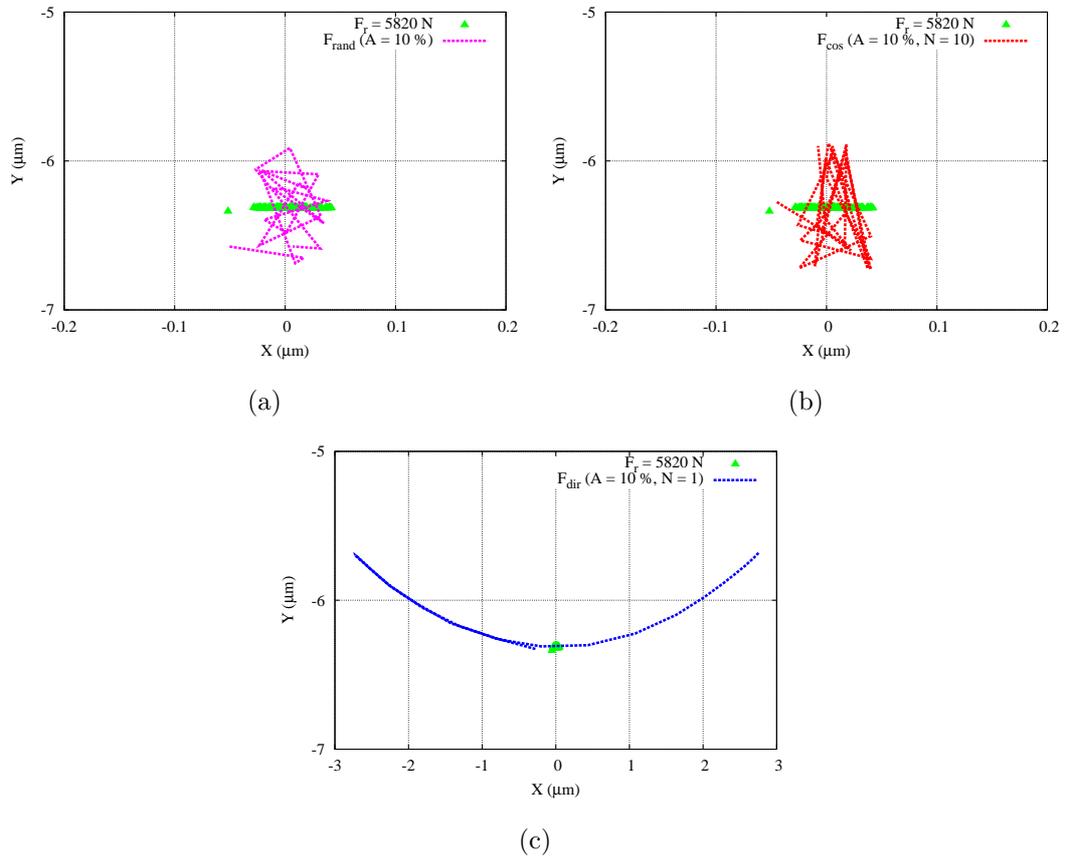


FIGURE 4.15 – Trajectoire du centre de la bague intérieure avec (a) F_{rand} (b) F_{cos} (c) F_{dir} , pour $F_r = 5820 \text{ N}$ avec $\epsilon = 0.5$

dans la partie Y négatif, sachant qu'initialement sans charge, le centre de la bague intérieure est située à la position ($X = 0, Y = 0$). La bague intérieure s'enfonce d'environ 6 micromètres vers la bas, sous chargement d'intensité moyenne égale à 5820 N. Cette enfoncement correspond à la grandeur δ_r , dans l'expression (3.21). Les trajectoires, figures

4.5 Réponse électrique d'un roulement anormalement chargé

4.15(a) et 4.15(b) varient essentiellement selon Y . La trajectoire du centre de la bague décrit un arc de cercle, figure 4.15(c) lorsque la direction du chargement varie.

Le couplage électromécanique rend compte de ces perturbations, dans le calcul de la résistance électrique (figure 4.16). Une signature électrique caractéristique est associée à

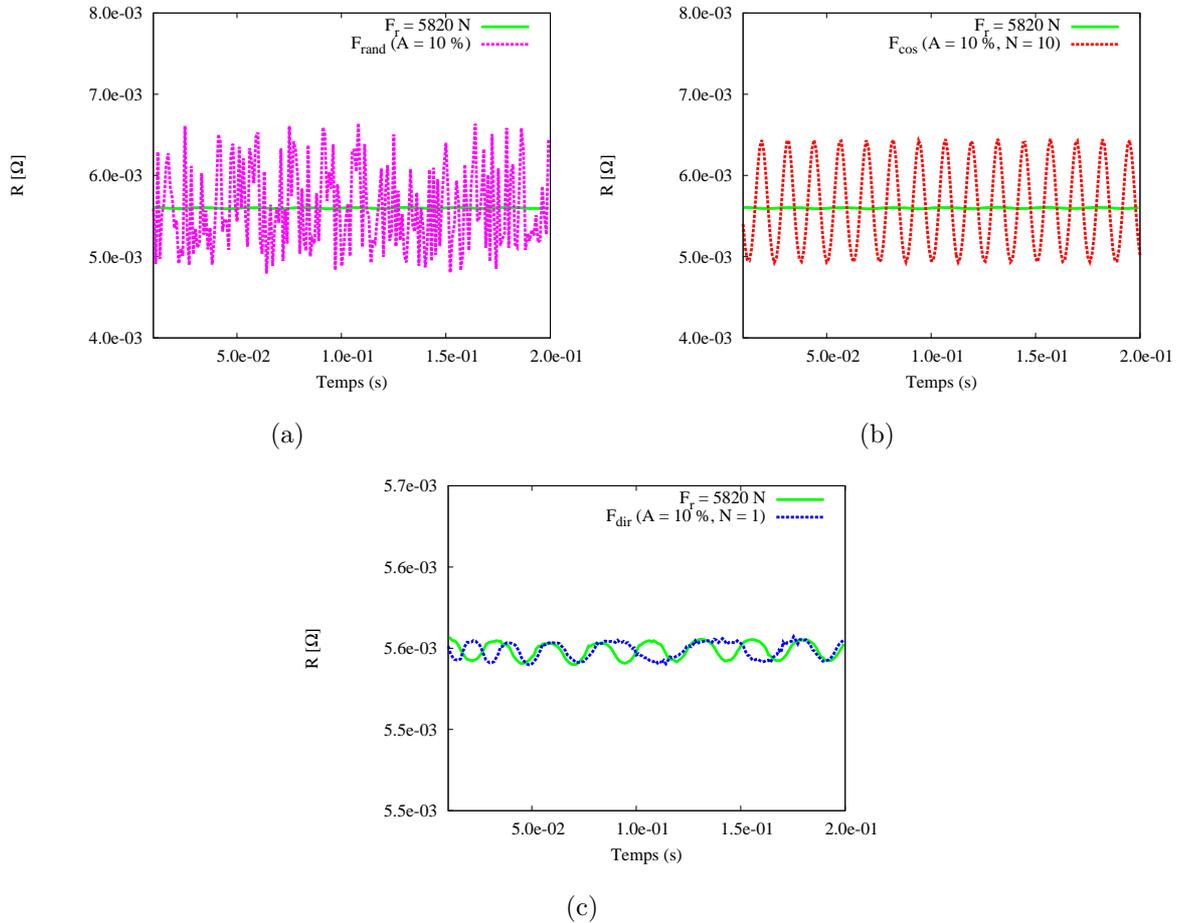


FIGURE 4.16 – Résistance électrique en fonction du temps (a) avec F_{rand} (b) avec F_{cos} (c) avec F_{dir} , pour $F_r = 5820\text{ N}$ avec $\epsilon = 0.5$

chacune de ces sollicitations. Cependant, la réponse électrique à chargement variable en direction, figure 4.16(c) se révèle moins sensible que les autres exemples, puisque l'intensité de F_r est conservée au cours du temps.

A partir de quelle variation doit-on considérer que la modulation est néfaste pour la durée de vie du roulement ? Quelle forme a le chargement réel appliqué à un roulement ? Ce sont des questions qui restent posées. Toutefois, la mesure électrique semble être capable d'apporter des réponses.

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

Des défauts géométriques sont introduits dans le roulement et leurs perturbations dans la mesure électrique sont étudiées, à vitesse moyenne fixe ($\omega = 10$ rad/s soit 100 tours/min ($f = 1.66$ Hz)). L'échantillonnage est réalisé à 10 kHz, sur un temps de 10 secondes. Il ne s'agit pas d'écrire une fonction défaut théorique sous forme d'impulsion périodique à convoluer avec le signal sain, mais d'intervenir directement sur la géométrie du roulement. Pour cela, une réflexion sur l'effet mécanique produit par le passage d'un élément roulant sur un défaut suggère de provoquer des "chocs". Dans les approches semi-analytiques destinées à extraire un signal vibratoire typique de défauts [33, 38, 61, 147, 54, 148, 149, 34], des fonctions paramétrisables représentatives des défauts sont introduites.

4.6.1 Introduction des défauts

En se basant sur des écaillages réels, figure 4.17, les défauts sont insérés dans la structure du roulement, en supposant qu'un écaillage se traduit par une rupture du contact (gap puis choc de reprise du contact) [55, 35]. Les défauts sont vus mécaniquement comme des "creux" où le contact est perdu et ceci se traduit électriquement par un interrupteur ouvert qui bloque brièvement le passage du courant, dans la zone voulue.

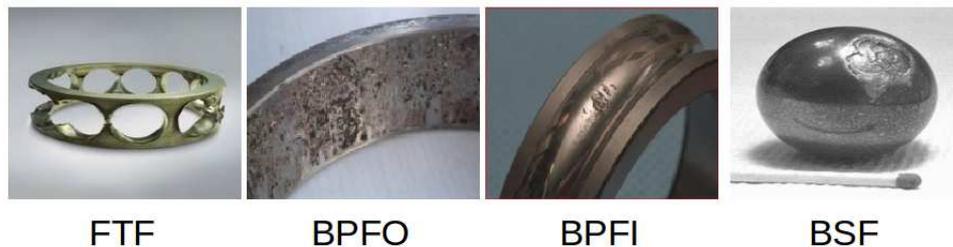


FIGURE 4.17 – Défauts d'écaillage réels

Ainsi, une zone défaillante est caractérisée par sa position (bille, piste interne, piste externe ou cage) et par sa taille (figure 4.18(a)). Le défaut de cage (ou FTF) consiste à augmenter le jeu entre un élément roulant et un élément de la cage, créant ainsi une alvéole. Chaque défaut possède sa propre fréquence théorique caractéristique (figure 4.18(b)), dépendante de la vitesse de rotation ω et du roulement considéré, donnée dans le chapitre 1.2.3.1.

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

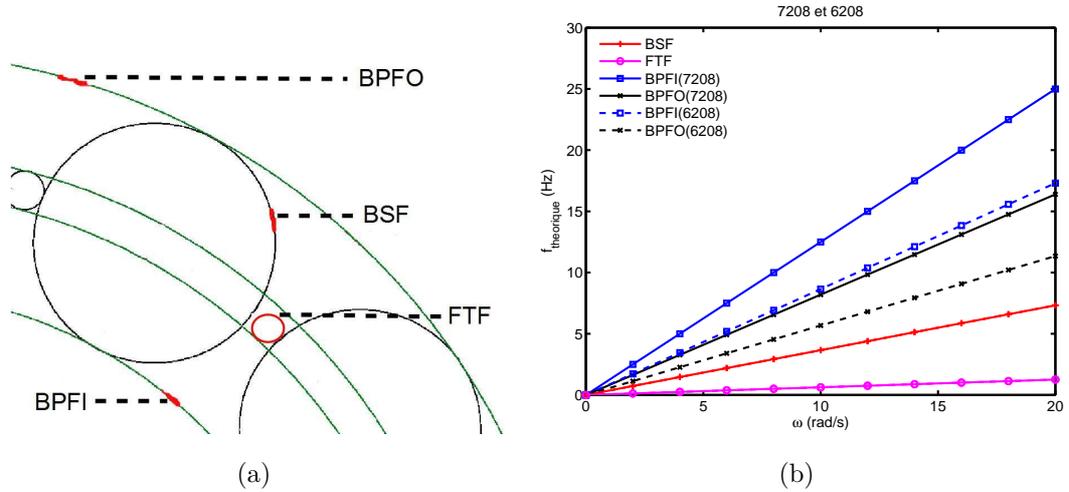


FIGURE 4.18 – (a) Modélisation des défauts géométriques (b) Fréquences théoriques des défauts géométriques

Par la suite, des simulations incluant ces différents défauts sont réalisées dans le but d'observer les conséquences sur la mesure électrique. Les fréquences de passage des différents défauts sont prédites par les équations énoncées dans le chapitre 1.2.3.1.

Type de défaut (7208)	BPFO	BPFI	FTF	BSF
à $\omega = 10$ rad/s soit 1.66 Hz	8.19	12.50	0.63	3.66

TABLE 4.1 – Fréquences de passage théoriques des défauts géométriques à $\omega = 10$ rad/s

4.6.2 Position des défauts

La réponse électrique d'un roulement de type 7208 tournant à $\omega = 10$ rad/s ($n = 4$, $A = 1\%$), chargé à $F_r = 6000$ N est choisie comme configuration saine. L'influence des différents défauts géométriques sur la mesure électrique est étudiée. Les fréquences théoriques de passage sur ces défauts sont prédites dans le tableau 4.1.

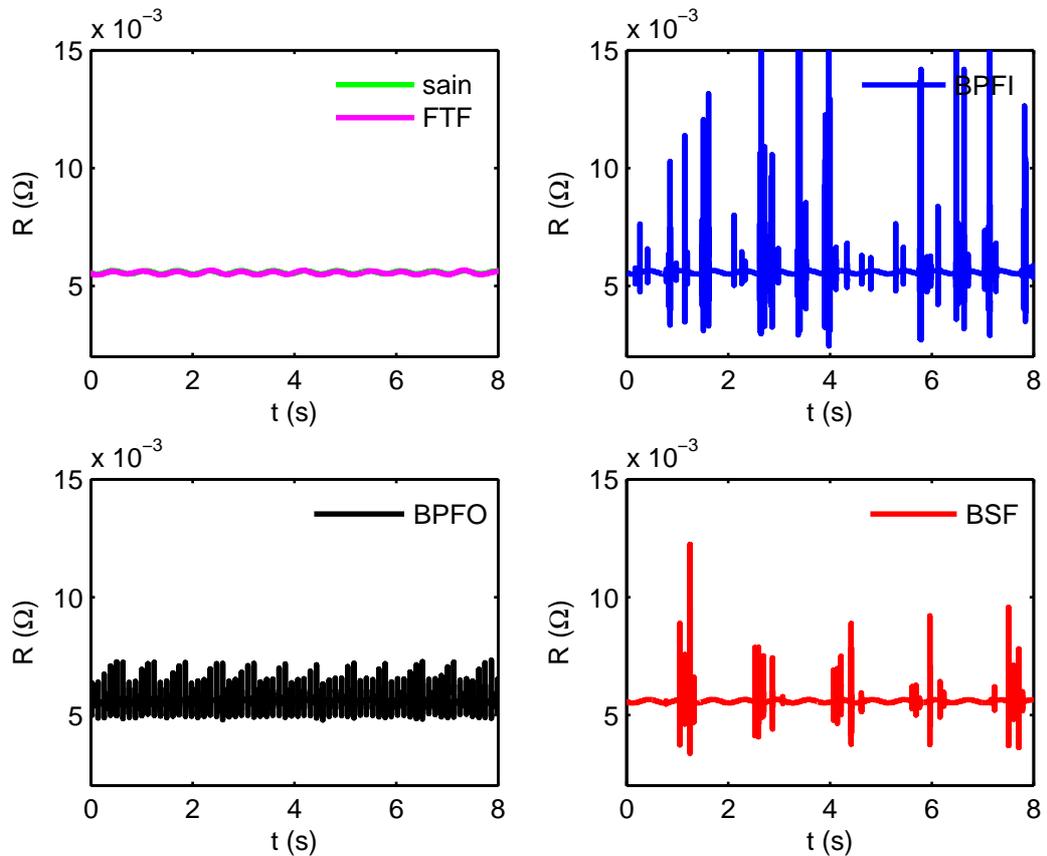
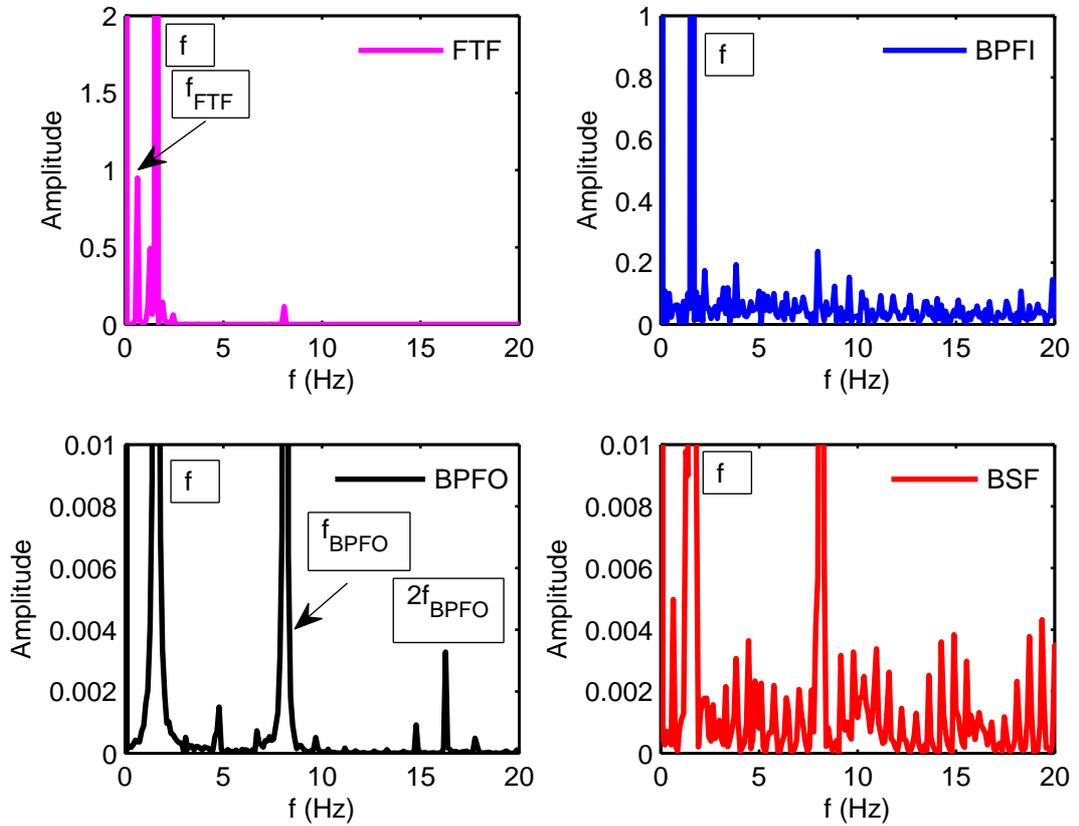


FIGURE 4.19 – Résistance électrique numérique d'un roulement au cours du temps avec défauts, pour $F_r = 6000\text{ N}$ avec $\omega = 10\text{ rad/s}$ ($n=4$, $A=1$)

Le passage sur un défaut (figure 4.19) modifie brièvement le signal électrique du roulement et entre deux chocs consécutifs, le signal retrouve un comportement normal proche de $6\text{ m}\Omega$ (cas sain). Chaque défaut possède une signature électrique caractéristique en fonction du paramètre de charge ϵ , du chargement F_r , de sa taille, de sa position, de sa nature,... Le défaut représentant un jeu anormal dans la cage isolante *FTF* (figure 4.19) introduit une modulation plus prononcée dans le signal électrique que dans le cas sains. Les éléments de la cage ne participent pas directement au transfert électrique, à la différence des autres défauts, aucun saut traduisant un choc sur les pistes du roulement est observé dans le signal électrique. Les autres défauts (*BPFI*, *BPFO* et *BSF*) produisent tous des chocs périodiques sur les interfaces entre les pistes et les éléments roulants. L'intensité de ces chocs est quasiment conservée pour le défaut sur la bague extérieure *BPFO*. En effet, la position du défaut est fixe à l'angle ψ , le défaut se produit constamment au même chargement local Q_ψ . Les défauts *BPFI* et *BSF* parcourent tout le roulement ce qui signifie aussi hors de la zone de charge ϵ , non sondée par la mesure. Les signaux électriques sont plus délicats à analyser contenus de chocs modulés en inten-

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

sité et des paramètres de charge classiques ($\epsilon = 0.5$). L'analyse de Fourier (figure 4.20) confirment la présence de défauts avec l'apparition de plusieurs fréquences.



(a)

FIGURE 4.20 – Spectres associés à la figure 4.19, pour $F_r = 6000$ N avec $\omega = 10$ rad/s ($n=4$, $A=1$)

Le défaut de cage se produit à $f_{FTF} = 0.63$ Hz comme le prédit le tableau 4.1. L'introduction d'un défaut sur la bague externe augmente fortement l'amplitude de la fréquence $f_{BPFO} = 8.19$ Hz, déjà présente dans les simulations à cause de la variation du nombre de contacts (voir la figure 4.10(b)). De plus, un motif autour de f_{BPFO} semble se répéter. Les autres défauts, malgré des signatures caractéristiques ne permettent pas clairement d'identifier leurs fréquences dans les spectres. En effet, ces défauts "dynamiques" traversent périodiquement la zone $\psi \notin [-\psi_l, \psi_l]$ où le courant ne passe pas et cette limitation est analogue à une perte d'information suivant l'éloignement du capteur, pour un étude vibratoire. Une configuration surchargée avec $\epsilon > 1$, introduisant de fait un défaut de chargement, en sondant l'intégralité des pistes donnerait des spectres avec des

fréquences f_{BFPI} et f_{BSF} reconnaissables. L'étude suivante propose de suivre l'évolution de la taille d'un défaut de type BPFO.

4.6.3 Importance des défauts

La réponse électrique d'un roulement de type 7208 tournant à $\omega = 10$ rad/s ($n = 4$, $A = 1\%$), chargé radialement avec $F_r = 6000$ N est choisie comme référence. Un défaut variant de $8 \mu\text{m}$ à $40 \mu\text{m}$ est considéré sur la bague externe, dans la zone chargée, à environ $\psi = -30$ degrés (figure 4.21). Ce type de défaut se produit à chargement constant.

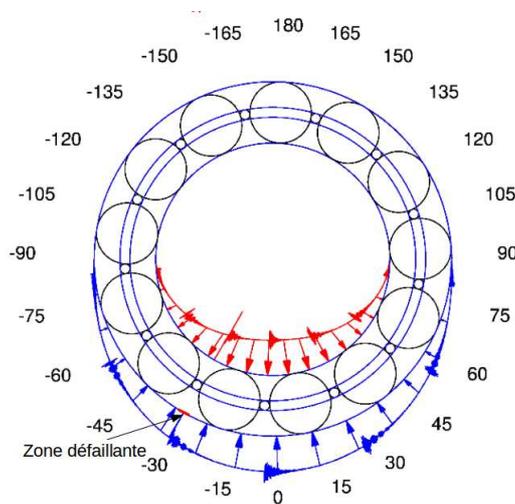


FIGURE 4.21 – Distribution des efforts radiaux perturbés par un défaut sur la bague extérieure

Chaque passage sur un défaut est décomposé en 3 phases. L'élément roulant perd le contact dans la zone défailante et la reprise du contact s'accompagne d'un choc suivi par une dissipation. De plus, d'après la figure 4.21, lorsque l'élément roulant s'éloigne de la zone défailante, un autre élément roulant rencontre le défaut et le choc à la reprise du contact est transmis dans toute la zone de charge.

Le signal électrique brut est sensible à la taille du défaut, notamment sur les variations liées à l'intensité des chocs (figure 4.22(a)). Les spectres montrent que les amplitudes des fréquences du défaut BPFO sont corrélées à sa taille, sans pouvoir extraire une tendance. L'amplitude maximale, qui n'est pas à interpréter par l'intensité du choc, est obtenue pour un défaut de taille moyenne $\delta_r = 24 \mu\text{m}$ (figure 4.22(b)) pour la fréquence de sauvegarde et le pas de temps de calcul considérés. Cette procédure est proche d'une mesure expérimentale avec une fréquence d'échantillonnage constante. Pour étudier la criticité du défaut, les indicateurs statistiques sont mis en place dans la figure 4.22(c). Certains

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

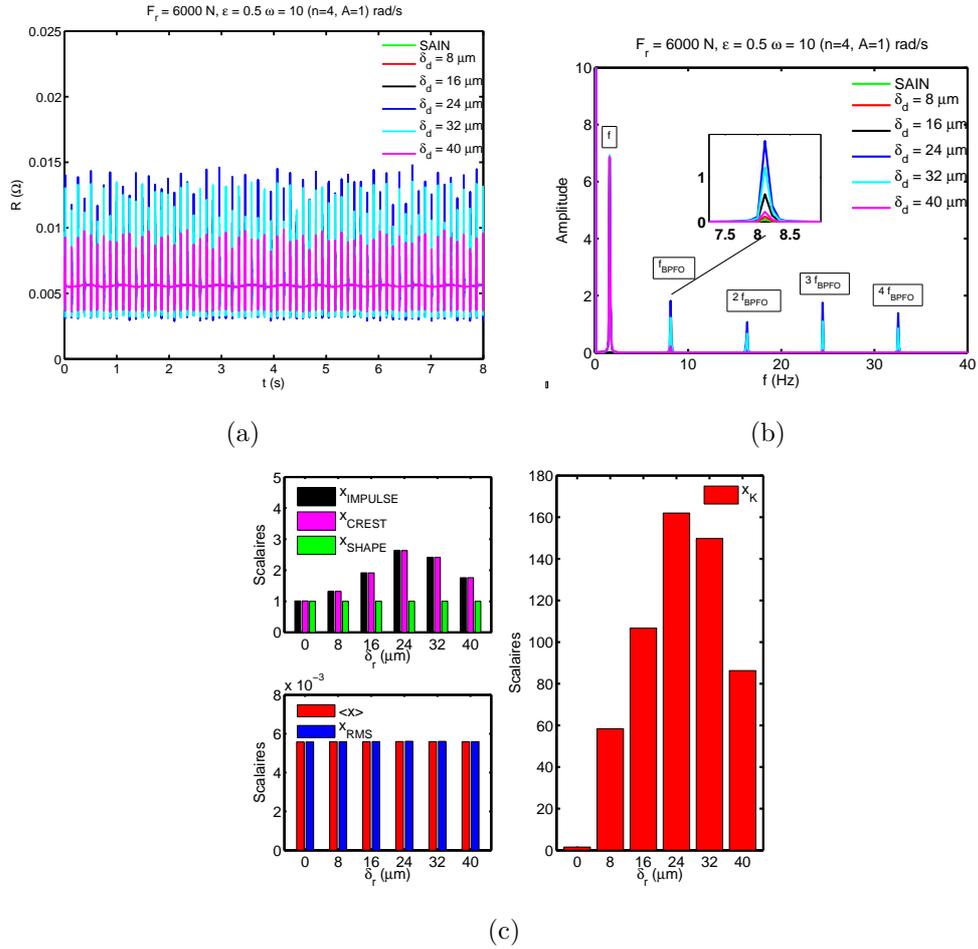


FIGURE 4.22 – (a) Résistance électrique numérique d'un roulement au cours du temps, pour un défaut BPFO croissant (b) Spectre (c) Indicateurs statistiques

indicateurs (x_{SHAPE} , $\langle x \rangle$ et x_{RMS}) sont insensibles aux perturbations électriques causées par le défaut croissant. D'autres indicateurs ($x_{IMPULSE}$, x_{CREST} et surtout x_K) décrivent une cloche dont le maximum est atteint pour un défaut de taille $\delta_r = 24\mu\text{m}$. On comprend la nécessité d'introduire des indicateurs monotones pour interpréter l'évolution de la taille d'un défaut. Néanmoins, et notamment pour le kurtosis, quelle que soit la taille, un contraste important est constaté avec la signal sain ($\delta_r = 0\mu\text{m}$).

Chaque passage d'un élément roulant sur le défaut se manifeste par une brusque élévation suivie d'une brusque diminution de la résistance électrique, avant un retour à une situation "saine", entre deux passages successifs sur le défaut situé sur la piste extérieure. Les indicateurs globaux proposés dans la figure 4.23 entre trois coupures successives valident cette interprétation.

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

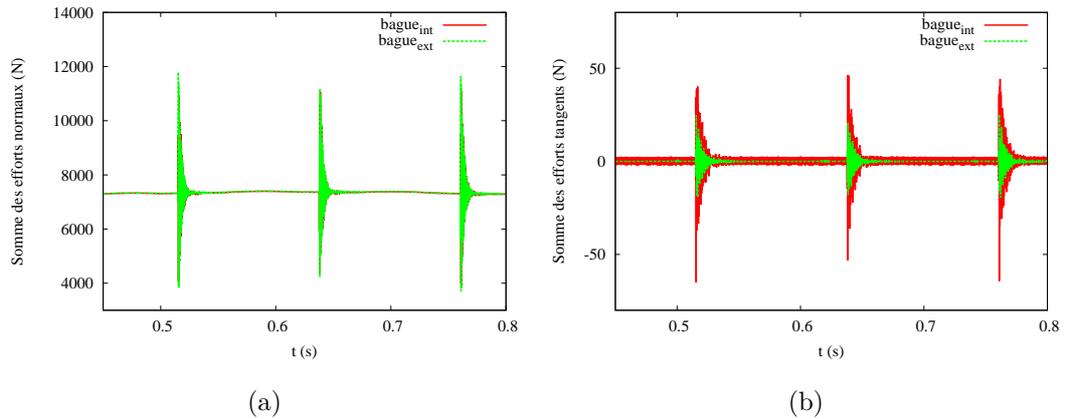


FIGURE 4.23 – (a) Indicateurs somme des efforts normaux (b) indicateurs somme des efforts tangents, avec un défaut de taille $\delta_r = 24\mu\text{m}$

Les chocs liés à la rupture du contact sont traduits dans les indicateurs de chargement par des sauts amortis, à la fréquence f_{BPFO} , figure 4.23(a) et (b). Ces chocs sont sensés s'intensifier avec la taille du défaut. Finalement, les variations de la vitesse angulaire ω_B et les variations de la conductance d'un seul élément roulant sont suivies au cours du temps pour confirmer cette analyse.

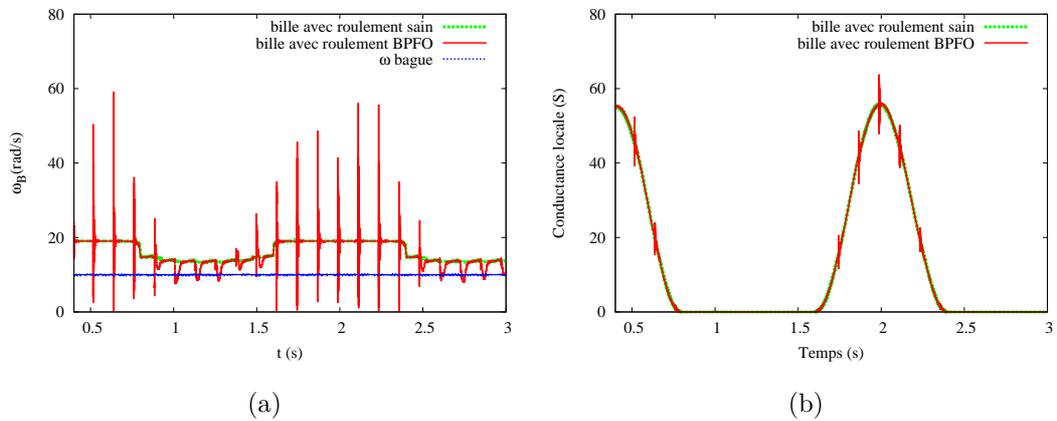


FIGURE 4.24 – (a) Vitesses angulaires de la bague et d'un élément au cours du temps (b) Conductance électrique d'un élément roulant au cours du temps

L'élément roulant suivi traverse la zone de chargement à la vitesse $\omega_B = 20$ rad/s (figure 4.24(a)) et il subit périodiquement et même hors de la zone de charge, les chocs causés par les coupures de contacts des autres éléments roulants et de lui même qui se traduisent par des sauts quasiment instantanés de sa vitesse ω_B . La conductance d'un élément roulant, figure 4.24(b) décrit un sinus caractéristique de la répartition du chargement, ponctuellement perturbé par l'effet du défaut. La conductance maximale ou

4.6 Réponse électrique d'un roulement avec défauts

résistance élémentaire minimale est obtenue à $\psi = 0$. Bien que la résistance d'un seul élément soit variable selon son chargement dans le roulement, la résistance du système constitué de ces résistances en parallèle est proche d'être constante, hors du défaut (figure 4.22(a)). On regrettera l'impossibilité expérimentale de suivre électriquement un unique élément roulant au cours du temps, sans devoir modifier le roulement.

Les défauts d'écaillage s'accompagnent d'un arrachement de matière composé de particules isolantes (cage) ou conductrices. Ces dernières ignorées dans les simulations sont laminées et broyées en s'insérant dans les contacts roulants avec des risques d'indentation [22, 12, 75]. Les interfaces entre les éléments roulants et les pistes sont ainsi polluées et la mesure électrique devrait rendre compte de ces effets. L'étude de ces scénarii d'endommagement est limitée par les bagues rigides dans les simulations proposées. Le chapitre suivant s'efforce d'apporter des solutions par la MED pour l'étude de l'endommagement.

Réponse électromécanique du roulement avec des bagues déformables

5.1 Introduction

Pour développer un modèle numérique du roulement sensible à son environnement direct affectant la répartition du chargement interne du roulement, la méthode des éléments discrets est étendue à la modélisation des milieux continus (bague et palier) [150]. Cette approche plus complète, incluant à la fois des bagues et un palier déformables offre des perspectives nouvelles en vue d'améliorer la prédiction de la durée de vie du roulement, au sein du montage. Le fonctionnement du composant roulement est supposé perturbé par son environnement mécanique immédiat, ce qui a des répercussions sur la mesure électrique. De plus, les bagues du roulement sont les éléments les plus fragiles du composant, elles requièrent donc toute notre attention. Jusqu'à présent, ces dernières étaient supposées rigides, nous permettant ainsi d'appliquer le formalisme de Harris [24] et Sjövall [151] où la répartition du chargement au sein du roulement décrivait une sinusoïde (figure 3.2) avec une charge maximale à l'angle $\psi = 0$. Cette hypothèse sur la rigidité des bagues (et le palier) est remise en cause dans ce chapitre et les conséquences sur la répartition du chargement mécanique et sur la réponse électriques sont étudiées. A l'heure actuelle, la conception des machines est optimisée de façon à minimiser l'encombrement et à réduire les coûts en matière première. Certains auteurs se sont intéressés aux conséquences induites par un palier trop souple, sur la répartition du chargement interne du roulement, à travers des approches multibody couplés [81, 152, 146] et des approches éléments finis/semi-analytiques [71, 65, 64] ou encore avec le développement d'un dispositif capacitif innovant intégré aux bagues du roulement [153]. Bien comprendre le chargement mécanique au contact, en fonctionnement ouvrent des possibilités pour les études d'usure, de rupture, d'endommagement [22, 26, 12, 75]...

5.2 Préparation d'un échantillon

Les bagues de roulement et le palier sont modélisés avec un milieu discret cohésif compact régi par un modèle de type "Lattice" reproduisant le comportement macroscopique élastique des matériaux considérés (voir le chapitre 2.1.3.2). Pour ce faire, la préparation d'un échantillon discret suit deux étapes successives pour rendre compte de l'élasticité du matériau. La première étape consiste à générer un empilement granulaire compact en vérifiant certaines propriétés et la seconde consiste à calibrer les paramètres du modèle "Lattice" pour refléter les propriétés de l'acier du roulement.

5.2.1 Génération d'un échantillon

Un échantillon discret polydisperse, destiné à modéliser les bagues de roulement est préparé à l'aide de l'algorithme déplacement-grossissement de type Lubachevsky-Stillinger [99], en volume fixe. Un grand nombre de particules remplit progressivement l'espace disponible. L'échantillon final compact est constitué de trois rayons de particule ($r_1 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}$, $r_2 = 1.1 \times 10^{-4} \text{ m}$ et $r_3 = 1.2 \times 10^{-4} \text{ m}$) repartis de façon uniforme (33.3 % de chaque rayon). Sur ce même modèle de génération, un second échantillon destiné au palier est préparé avec les rayons suivants ($r'_1 = 2.0 \times 10^{-4} \text{ m}$, $r'_2 = 2.3 \times 10^{-4} \text{ m}$ et $r'_3 = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}$). La discrétisation du palier est choisie plus grossière, par analogie au maillage adapté en MEF, de façon à optimiser le temps de calcul. L'objet de l'étude concerne principalement les contacts "actifs" (éléments roulants avec les pistes de roulement).

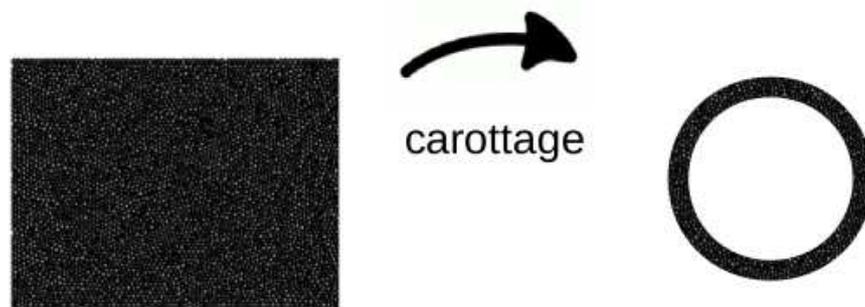


FIGURE 5.1 – Échantillon granulaire destiné aux bagues par carottage

La préparation de l'échantillon consiste à vérifier plusieurs propriétés de l'empilement, énoncées dans le chapitre 2.1.3.2, afin de reproduire correctement le comportement méca-

5.2 Préparation d'un échantillon

nique du milieu continu équivalent. Ces propriétés sont évaluées à partir de l'échantillon compacté, dans un état stable (énergie cinétique totale nulle). Les bagues et le palier sont extraits par carottage en forme d'anneau dans les empilements (figure 5.1). Les propriétés qui suivent sont vérifiées avant et après carottage.

La première propriété, sans doute la plus importante est la compacité limite atteinte dans l'empilement polydisperse qui se situe proche de 86 % (Random Close Packing,[98]). La distribution de l'orientation des contacts est proposée dans la figure 5.2(a), où il apparaît qu'aucune direction de contact est privilégiée, d'ailleurs, la forme des bagues se prête particulièrement à l'isotropie des contacts.

L'homogénéité de l'empilement est ensuite vérifiée dans le tableau 5.1, en évaluant le

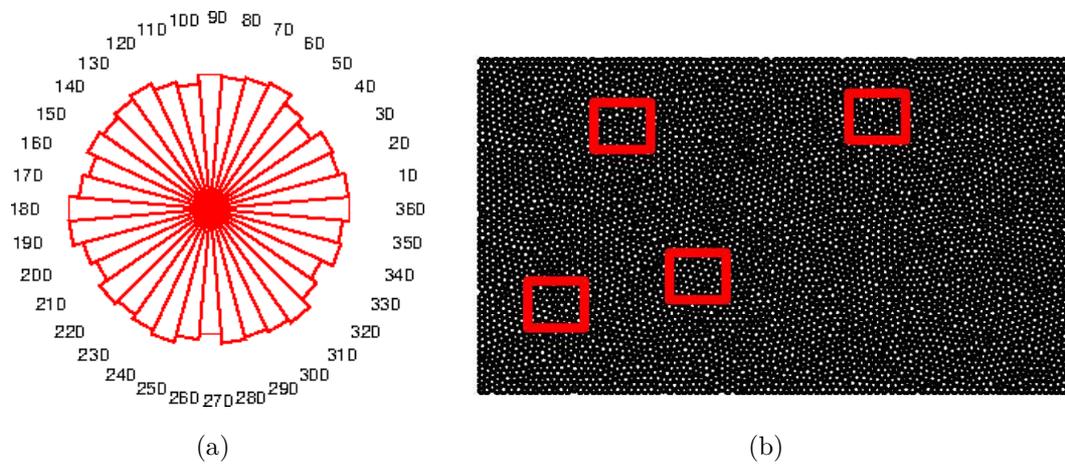


FIGURE 5.2 – (a) *Distribution angulaire des orientations de contacts* (b) *Homogénéité de l'empilement par bloc*

nombre de coordination et la porosité au sein de blocs de même taille, choisis à différents endroits (figure 5.2(b)).

	Nombre de contacts	Coordination	Particules	Porosité
Bloc 1	2919	4.53	1333	13.42 %
Bloc 2	2932	4.53	1340	13.55 %
Bloc 3	2847	4.37	1344	13.79 %

TABLE 5.1 – *Caractéristiques de l'échantillon évaluées dans différents blocs*

5.2.2 Calibration de l'échantillon

La calibration de l'échantillon est l'étape clé qui va permettre, à partir du modèle "Lattice" correctement défini, de reproduire l'élasticité du milieu continu. Les grandeurs macroscopiques élastiques cibles sont celles de l'acier, à savoir, le coefficient de Poisson $\nu_M = 0.25$ ainsi que le module de Young $E_M = 210$ GPa. Les grandeurs à définir sont les paramètres locaux du modèle (E_μ, r_μ). Pour cela, nous nous basons sur des études paramétriques menées par H. Haddad [10] qui corrélient (E_μ, r_μ) avec (E_M, ν_M), comme énoncé dans le chapitre 2.

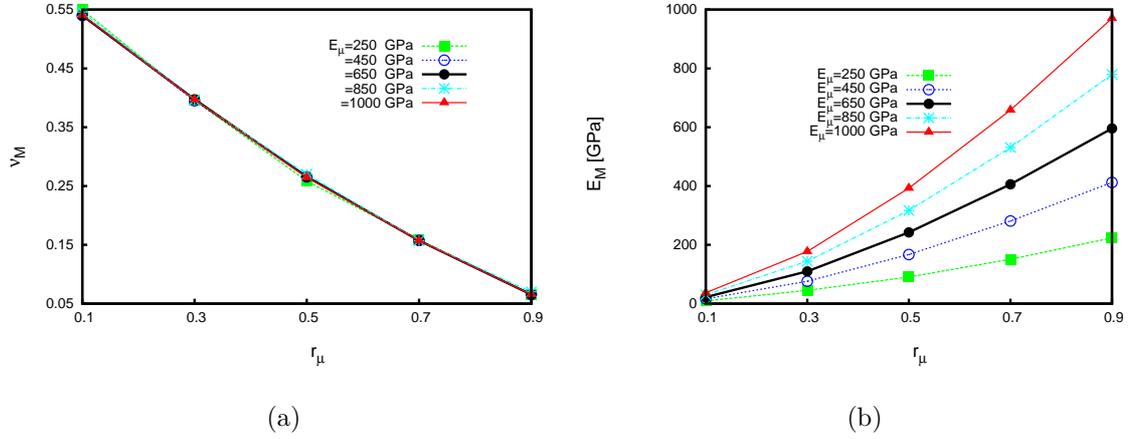


FIGURE 5.3 – (a) Variation de ν_M en fonction de r_μ (b) Variation de E_M en fonction de r_μ , pour différentes valeurs de E_μ

Les études numériques, figure 5.3 restent valables tant que les propriétés de l'empilement décrites plus haut sont vérifiées. Pour atteindre les grandeurs élastiques cibles macroscopiques de l'acier (E_M, ν_M), le graphe 5.3(a) suggère de choisir $r_\mu = 0.5$, sans pouvoir discriminer le choix du paramètre E_μ . La lecture du graphe 5.3(b) avec $r_\mu = 0.5$ isole E_μ autour de 500 GPa, tableau 5.2 :

E_μ (GPa)	r_μ	E_M (GPa)	ν_M
505	0.5	210	0.25

TABLE 5.2 – Propriétés élastiques macroscopiques E_M et ν_M et paramètres locaux correspondants E_μ et ν_μ

Ce type de modèle cohésif conduit à un comportement élastique des bagues et du palier. Des modèles élastoplastiques sont à privilégier si une étude du comportement en fatigue des matériaux est à mener. Cependant, un critère de rupture local basé sur un

cumul d'effort ou sur un effort maximum pourrait être introduit dans le modèle élastique cohésif.

5.2.3 Définition du tenseur des contraintes d'un milieu discret

La définition du tenseur des contraintes dans un milieu continu est étendue aux milieux granulaires (cohésifs ou non). D'ordinaire les contraintes s'écrivent selon la formulation proposée par Love-Weber [154, 155], en régime statique. Cette définition est valable pour des éléments discrets de formes quelconques, déformables ou non [101, 156]. Les contacts entre éléments sont supposés ponctuels. Un volume élémentaire V , contenant N_p éléments discrets exactement, la frontière du volume ne coupant aucun élément. Plutôt que d'évaluer la contrainte à l'échelle d'un élément discret, une contrainte moyennée en volume est préférée :

$$\sigma_{=V} = \frac{1}{V} \sum_{\alpha \in K_V} \vec{d}_\alpha \otimes \vec{r}_\alpha \quad (5.1)$$

avec \vec{r}_α , la force de réaction au contact et \vec{d}_α , le vecteur joignant les centres des éléments en contact. K_V désigne le nombre de contact dans le volume élémentaire et l'indice α parcourt ces contacts (figure 5.4).

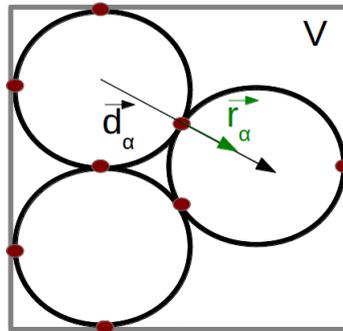


FIGURE 5.4 – Grandeurs relatives à l'évaluation de la contrainte au niveau d'un contact

Le comportement des modèles élastiques (classique et cohésif) induit des oscillations temporelles dans le calcul de la contrainte "instantanée". Dans le cas d'une résolution dynamique du problème, une moyenne temporelle du tenseur des contraintes est à privilégier [101] et $\sigma_{=V}$ devient $\sigma_{=V,T}$. Le choix du fenêtrage temporel T pour effectuer la moyenne glissante est aujourd'hui encore sujet à discussion. Cependant, l'expérience numérique montre que choisir $1/T$ inférieure à la fréquence propre du matériau aboutit à des contraintes cohérentes avec les approches MEF. Dans ces conditions, la contrainte équivalente de Von Mises est définie à partir de la partie déviatorique $\sigma_{=d}$ du tenseur des

contraintes moyenné en temps et en espace $\sigma_{=V,T}$:

$$\sigma_{=d} = \begin{bmatrix} \sigma_{=V,T}^{1,1} - \frac{1}{3}Tr(\sigma_{=V,T}) & \sigma_{=V,T}^{1,2} & 0 \\ \sigma_{=V,T}^{2,1} & \sigma_{=V,T}^{2,2} - \frac{1}{3}Tr(\sigma_{=V,T}) & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{3}Tr(\sigma_{=V,T}) \end{bmatrix}$$

Soit, avec le critère de Von Mises :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2}Tr(\sigma_{=d} \cdot \sigma_{=d})} \quad (5.2)$$

La discrétisation du milieu (nombre d'éléments cohésifs) est suffisamment petite pour retrouver un ordre de grandeur typique de la contrainte dans un roulement. La moyenne en espace est évaluée en superposant un maillage triangulaire sur le milieu étudié (figure 5.5).

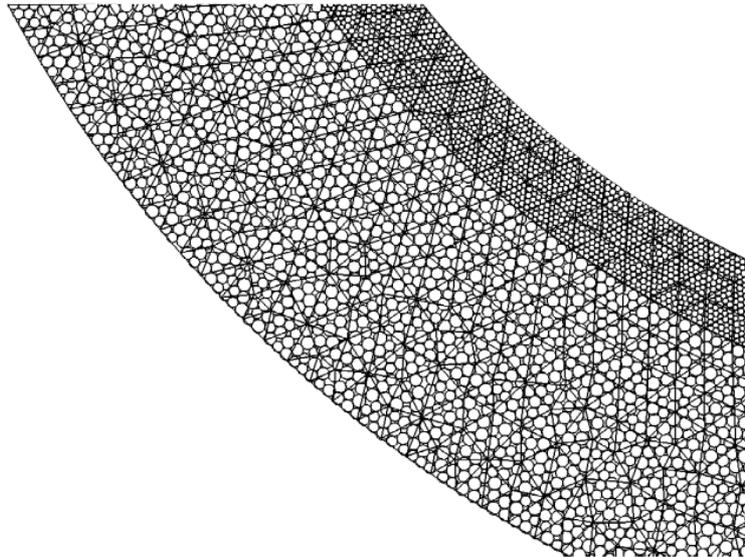


FIGURE 5.5 – *Superposition du maillage triangulaire sur le milieu cohésif représentant la bague externe associée au palier*

La contrainte est calculée à l'intérieur de chaque triangle comprenant quelques éléments discrets.

5.2.4 Validation du comportement équivalent

Afin de valider l'approche par éléments discrets pour rendre compte du comportement élastique des bagues de roulement soumis à des chargements mécaniques importants, une

comparaison MED/MEF des contraintes mécaniques est réalisée sur la bague extérieure soumise à un essai de compression (figure 5.6).

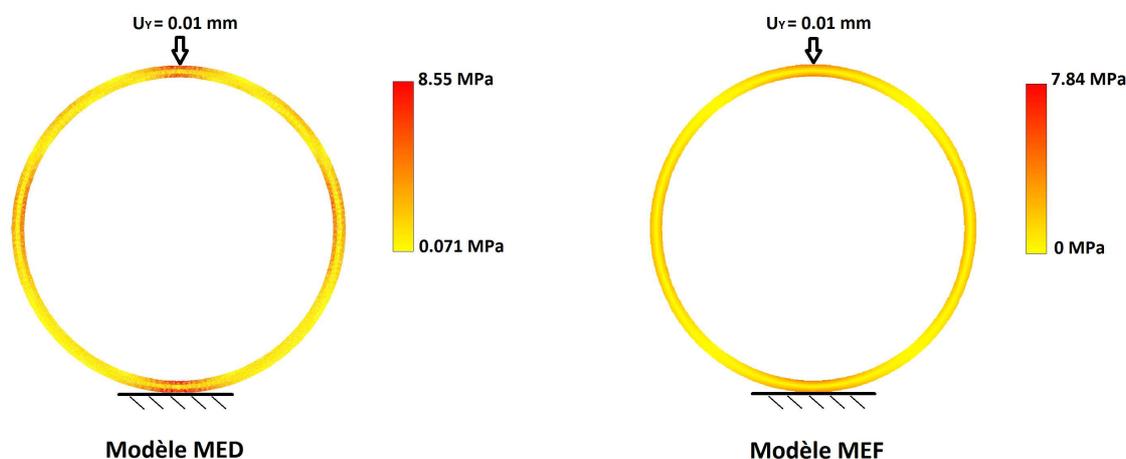


FIGURE 5.6 – Champs des contraintes de Von Mises dans une bague de roulement seule en réponse à un essai en compression (a) par la MED (b) par la MEF

Les deux approches montrent une répartition du champ des contraintes très semblable dans le matériau, avec un maximum autour de 8 MPa, pour le même déplacement $\vec{u} = -u_y \vec{j}$ imposé. La qualité du maillage et de la discrétisation associées à un état d'équilibre oscillant pour la MED explique l'écart de la contrainte maximale.

5.3 Objet de l'étude

Cet enrichissement apporté par le modèle cohésif étend les possibilités offertes par la mesure électrique. Le pas de temps qui assure un compromis précision/temps de calcul est réduit à $\Delta_t = 10^{-8}$ s. Les bagues du roulement se déforment désormais sous l'effet d'un chargement mécanique. Pour aller plus loin et considérer le roulement monté, le palier rigide ou élastique est introduit. Ces considérations ont pour but d'apporter une mesure électrique du roulement perturbée par le montage. La discrétisation entraîne aussi un état de surface particulier, trop prononcé pour être assimilé à une rugosité microscopique sur les pistes de roulement.

Le système recomposé est présenté dans la figure 5.7 et la démarche en vue d'inclure les bagues élastiques et le palier, dans la modélisation discrète est proposée figure 5.8. Deux échelles de description sont sous-entendues. La première échelle qualifiée de "macroscopique" concerne les éléments roulants et les éléments de la cage ($r_{typique} = 10^{-3}$ m). La seconde échelle qualifiée de "mésoscopique" s'applique aux éléments discrets décrivant les bagues et le palier ($r_{typique} = 10^{-4}$ m). Le roulement considéré est un 6208 à contact

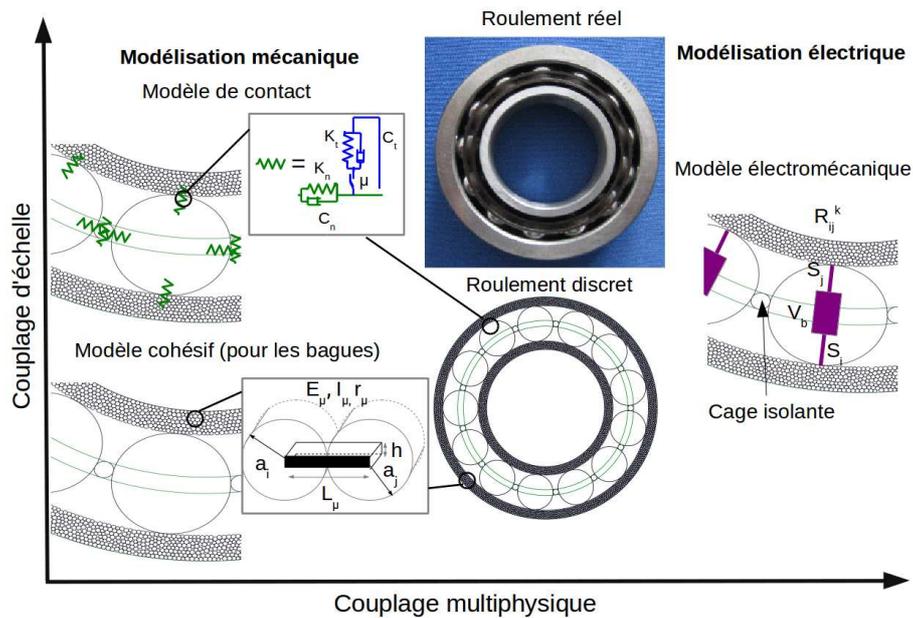


FIGURE 5.7 – Modélisation d'un roulement avec des bagues déformables par une approche "éléments discrets" et couplage électromécanique

radial, constitué de billes. Cependant, la modélisation s'intéresse à une coupe du roulement, dans laquelle il n'est pas possible de distinguer le type d'élément roulant (billes ou cylindres). Le choix d'un modèle de raideur ($N = 10/9$ pour des cylindres ou $N = 3/2$ pour des billes) à l'interface bagues/éléments roulants est le seul facteur discriminant pour établir le type d'élément roulant et les surfaces de contact à considérer (rectangulaires ou elliptiques). Les interactions entre la bague externe et le palier, la bague interne et l'arbre sont gérées avec ces modèles classiques frottants dissipatifs, détaillées dans le chapitre 3. Sachant que, d'après l'étude de sensibilité 3.5.1, le choix d'un autre modèle aboutira sensiblement aux mêmes répartitions des efforts et donc aux mêmes analyses.

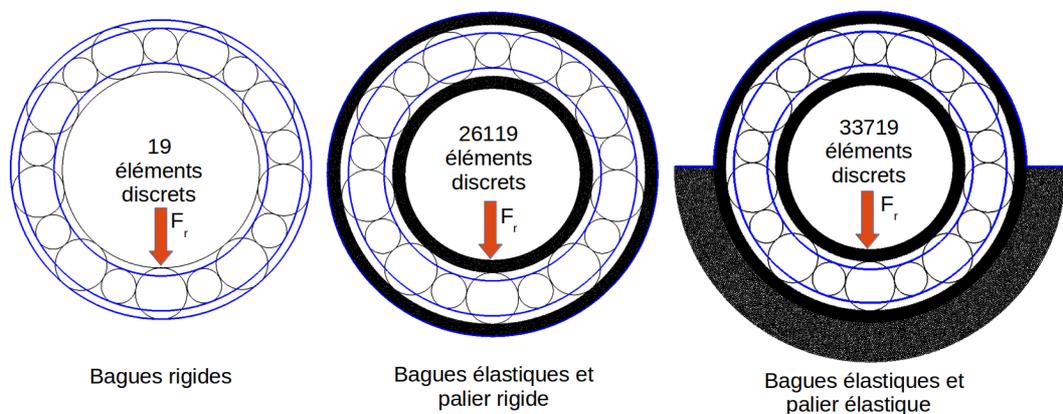


FIGURE 5.8 – Progression du modèle discret du roulement

Les résultats proposés jusqu'à présent vérifient l'approche de Harris avec les bagues rigides. La démarche d'enrichissement passe d'abord par une modélisation des bagues élastiques avec un palier rigide (associé à la paroi externe) qui doit conserver une répartition du chargement proche de l'approche rigide présentée au chapitre 3. La déformation des bagues reste contenue par le palier rigide. Par la suite, l'introduction du palier élastique autorise des déformations plus importantes dans le système et la théorie de Harris n'est plus valable. Prendre en compte l'élasticité des bagues n'a de sens que si le palier est suffisamment souple pour laisser la possibilité aux bagues de se déformer.

De part la discrétisation, les interfaces de contact, particulièrement celles véhiculant le courant électrique, prennent une signification tribologique. Bien que l'échelle microscopique associée à la rugosité nécessite une discrétisation plus fine, donc des temps de calcul plus longs, nous nous placerons à une échelle intermédiaire entre le microscopique et le macroscopique. De part leur dureté supérieure à celles des bagues et leur rugosité, les éléments roulants conservent leur indéformabilité avec des surfaces lisses. Le chemin électrique, jusqu'à présent unique au contact, se retrouve divisé par les "méscontacts" (figure 5.9).

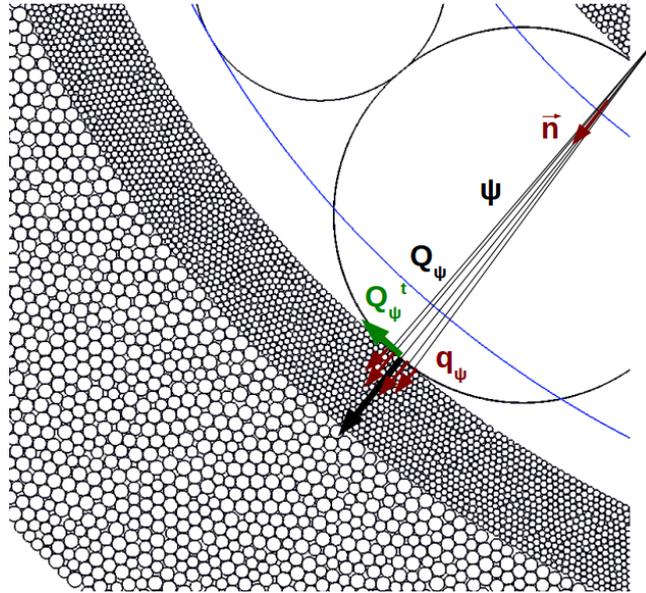


FIGURE 5.9 – Description de l'interface élément roulant/bagues pour des "méscontacts"

Le contact apparent entre un élément roulant/bague est maintenant formé de n contacts mésoscopiques transmettant chacun une fraction de l'effort normal Q_{ψ}^{eff} , à l'angle ψ , tel que :

$$Q_{\psi} \approx Q_{\psi}^{eff} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\psi(i)} \cdot \vec{n} \quad (5.3)$$

avec ψ , la position angulaire du centre de l'élément roulant, portée par la normale \vec{n} , évaluée par rapport au centre de la bague interne. $q_{\psi(i)}$ désigne la contribution en effort normal du contact i . L'équivalent de cette somme dans la direction tangente s'écrit de façon similaire pour évaluer Q_{ψ}^t . La détermination du jeu radial Δ_r est aussi rendu plus complexe à cause de l'état de surface des pistes et la déformation des bagues. L'état initial de la bague externe doit être circulaire avec un jeu nul.

5.4 Étude du comportement statique

L'effet de l'élasticité des bagues et du palier, sur la répartition du chargement évaluée en statique est étudié. La déformation des bagues et du palier sous chargement aboutit à une distribution du chargement interne particulière, que l'on retrouve avec les éléments finis [71, 64, 65, 67].

5.4.1 D'un point de vue mécanique

Le protocole de chargement proposé précédemment 3.3.2 est appliqué avec une vitesse $\omega = 0$. L'influence du palier rigide ou élastique sur la répartition du chargement interne du roulement avec des bagues élastiques est évaluée dans le graphe 5.10. Pour comparer avec un calcul éléments finis (SOLIDWORKS), le modèle cylindre (3.9) est considéré au contact.

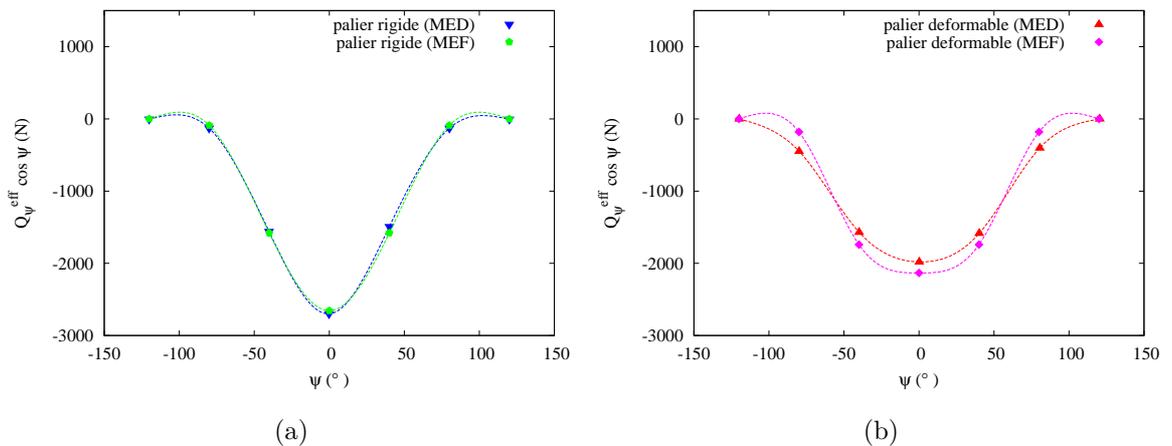


FIGURE 5.10 – Répartition angulaire du chargement dans la direction verticale (a) avec un palier rigide (b) avec un palier déformable, pour un roulement à cylindres, à jeu nul ($\Delta_r = 0$) pour $F_r = 6000$ N, en statique

5.4 Étude du comportement statique

La distribution discrète du chargement évaluée sur les contacts "éléments roulants/piste externe" s'obtient à l'équilibre. Chaque point désigne la position ψ d'un élément roulant supportant radialement un chargement Q_{ψ}^{eff} , donc verticalement $Q_{\psi}^{eff} \cos \psi$. La moitié des Z éléments roulants est sollicitée mécaniquement, le jeu radial nul (Δ_r) est ainsi vérifié. La répartition du chargement avec des bagues déformables et un palier rigide (figure 5.10(a)) redonne les répartitions typiques décrites dans le chapitre 3 et un excellent accord est retrouvé entre les modélisations MED et MEF. Le chargement $Q_{max} \approx -2700$ N est supporté par un élément roulant à la position $\psi = 0$ et il se vérifie avec l'expression théorique (3.24). La répartition est symétrique par rapport à la direction de la charge $\vec{F}_r = -F_r \vec{j}$. Pour un chargement identique (Δ_r et F_r), seul le choix du modèle de contact (i.e au type d'élément roulant) peut légèrement affecter la répartition du chargement. L'introduction d'un palier élastique permet aux bagues de s'ovaliser radialement. Le roulement perd en rigidité ce qui se traduit par une distribution symétrique du chargement interne (figure 5.10(b)) plus favorable que la configuration rigide (figure 5.10(a)). En effet, les efforts de contact sont distribués plus équitablement et l'hypothèse avancée sur les éléments roulants chargés à l'identique pour estimer la surface de contact dans le chapitre 2.4.4 est confirmée pour 3 éléments roulants sur 5 présents dans la zone de charge. Le chargement maximal $Q_{max} \approx -2000$ N, supporté à l'angle $\psi = 0$ est réduit d'environ 700 N, par rapport au cas rigide. Un écart est cependant constaté entre la répartition MEF et la répartition MED (figure 5.10(b)). Ce dernier ne change pas l'interprétation donnée plus haut sur la répartition des efforts et il s'explique essentiellement par la difficulté de pouvoir comparer les deux systèmes dans une configuration rigoureusement identique.

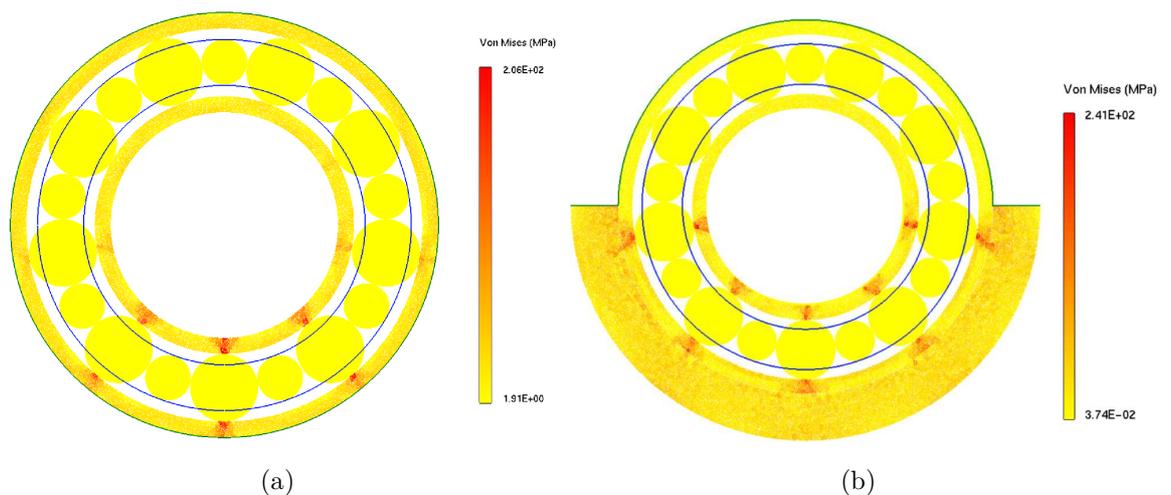


FIGURE 5.11 – *Champ des contraintes moyennes de Von Mises à $F_r = 6000$ N (a) avec un palier rigide, (b) avec un palier déformable, par la MED*

5.4 Étude du comportement statique

Les champs des contraintes de Von Mises avec la MED sont évalués dans ces systèmes, pour un chargement identique (figures 5.11). Les contraintes ne sont pas calculées au sein des éléments discrets macroscopiques indéformables (éléments roulants et cage). A titre de comparaison, le champ des contraintes de Von Mises évalué avec la MEF, dans une configuration similaire est donné par la figure 5.12(b). La modélisation MEF, dont le maillage est donné par la figure 5.12(a) considère des éléments roulants déformables.

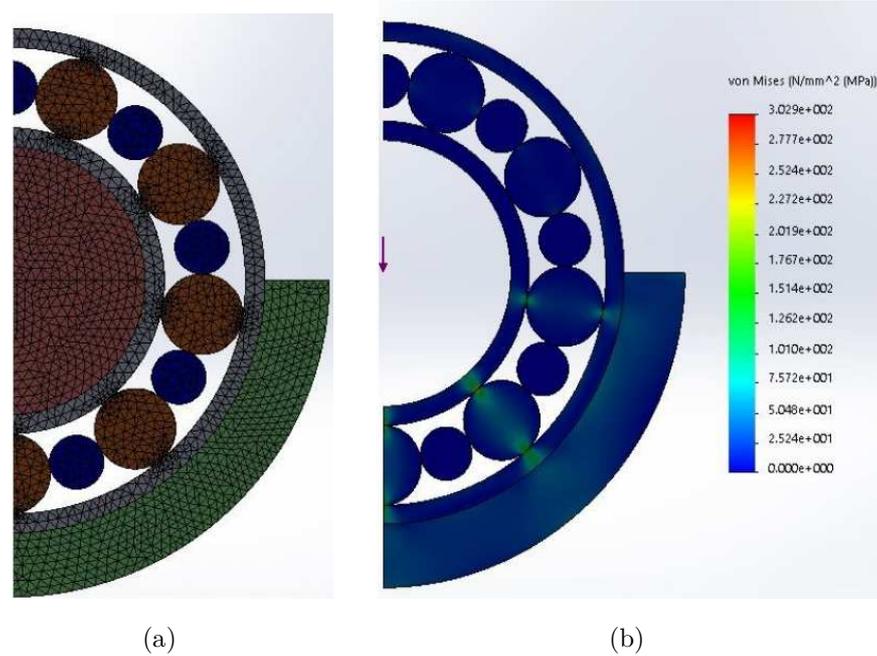


FIGURE 5.12 – (a) Maillage du roulement avec les éléments finis (b) Champ des Contraintes de Von Mises pour $F_r = 6000\text{ N}$, par la MEF

A chargement identique, le contraste au niveau des zones de contact entre la figure 5.11(a) et les figures 5.11(b), 5.12(b) confirme la différence sur la répartition du chargement décrite par les graphes 5.10. La contrainte maximale vaut 206 MPa, évaluée proche de $\psi = 0$, dans le cas du palier rigide. Cette zone est propice à l'apparition d'écaillage. Les déformations induites par le palier élastique engendrent une contrainte maximale supérieure, de l'ordre de 241 MPa (figure 5.11(b)), sensée être autour de $\psi = \pm 80^\circ$ (proche de l'encastrement du palier, confirmée par l'étude dynamique figure 5.19(b)). Les contraintes de Von Mises données aux contacts par la résolution MEF donnent des ordres de grandeur similaires entre 200 et 300 MPa (figure 5.12(b)). Un raffinement de l'empilement discret modélisant les bagues ainsi et qu'un raffinement du maillage sont à envisager pour améliorer ces comparaisons qualitatives qui montrent déjà un bon accord de comportement.

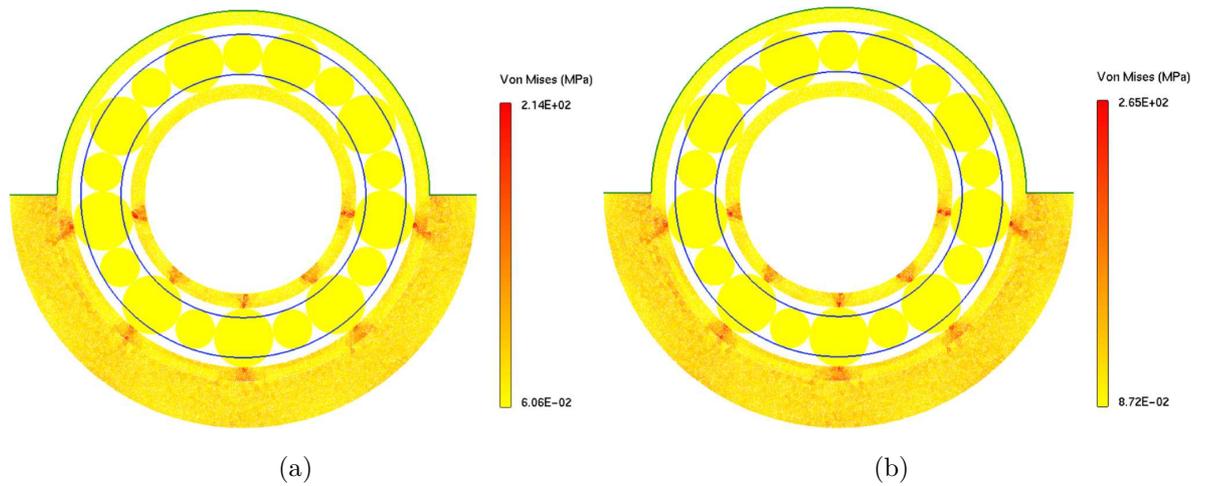


FIGURE 5.13 – Contrainte moyenne de Von Mises (a) $F_r = 5000\text{ N}$, (b) $F_r = 7000\text{ N}$

La contrainte maximale varie avec la charge radiale F_r , comme le prouve l'étude en fonction du chargement réalisée avec la MED, figure 5.13. Les déformations s'accroissent avec un chargement croissant avec une configuration initiale identique, en conséquence, la contrainte maximale suit aussi cette augmentation en passant d'environ 214 MPa pour $F_r = 5000\text{ N}$ à 265 MPa pour $F_r = 7000\text{ N}$. La contrainte maximale est théoriquement localisée, en sous couche au plus proche des contacts avec les éléments roulants chargés, d'après la théorie de Boussinesq. Cependant, la discrétisation adoptée ne permet pas de capter clairement ce phénomène et l'étude d'un seul contact est à envisager avec un raffinement de l'empilement cohésif et du maillage.

5.4.2 D'un point de vue électrique

Dans une simulation statique, le nombre de contacts au cours du temps ne varie plus à l'équilibre. D'après la figure 5.14(a), le nombre moyen de contacts de type "élément roulant/piste" vaut environ 15. Les variations du nombre de contact s'expliquent par des glissements et des frottements. En effet, à la différence des résolutions statiques par éléments finis, les éléments roulants et la bague interne ne sont pas bloqués et peuvent se déplacer dans le roulement (5.14(b)). L'état d'équilibre avec les bagues déformables conserve des faibles variations (nombre de contacts et vitesses). A jeu nul, chaque contact apparent est formé d'environ 3.3 "mésocontacts" ($15/(Z/2)$). Le modèle de raideur considéré dans ce paragraphe est le modèle de Hertz-Mindlin (3.11) valable pour des éléments roulants sphériques. Dans ces considérations, les surfaces à prendre en compte pour le transfert électrique au niveau de chaque élément roulant sont les sommes des "méso"surfaces de contact à caractère hertzien (2.25), liées à la discrétisation

5.4 Étude du comportement statique

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \pi \left(\frac{3q_{\psi(i)} R_{eq}}{4E_{eq}} \right)^{2/3} \quad (5.4)$$

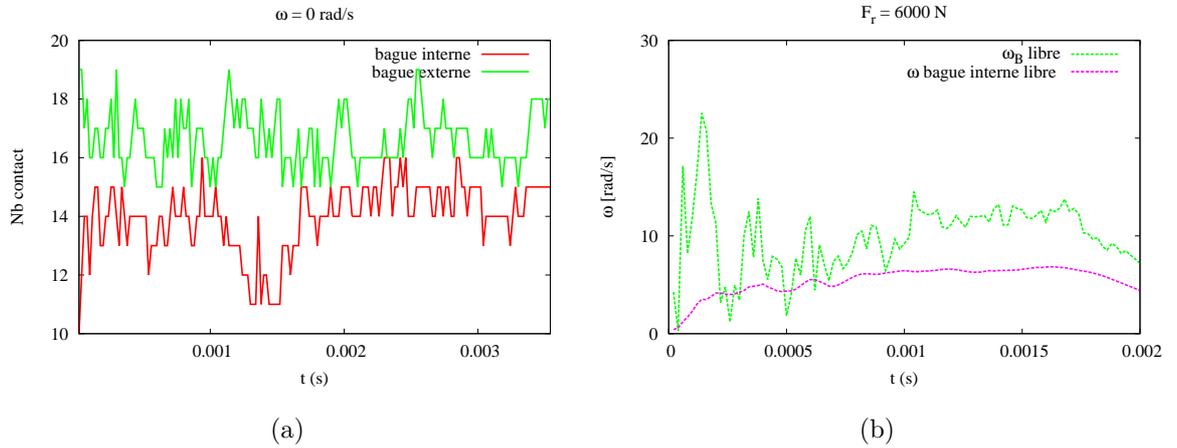


FIGURE 5.14 – (a) Nombres de mésocontacts (b) Vitesse angulaire d'un élément roulant et de la bague interne, au cours du temps, évalué(e)s par bague, à jeu nul pour 6000 N, en statique

Chaque spot (ou aspérité) i chargé localement par $q_{\psi(i)}$ forme un disque. La surface S (somme des disques) à prendre en compte pour le calcul électrique devient très inférieure à la surface de contact apparente $\Sigma = \pi \left(\frac{3Q_{\psi} R_{eq}}{4E_{eq}} \right)^{2/3}$. En tentant de représenter une rugosité grossière, ces considérations s'intéressent à la description d'une interface rugueuse. On retrouve d'ailleurs une description similaire à celle proposée par Greenwood et Williamson [119] où une surface rugueuse est décrite par une série de calottes sphériques où la théorie de Hertz reste applicable localement.

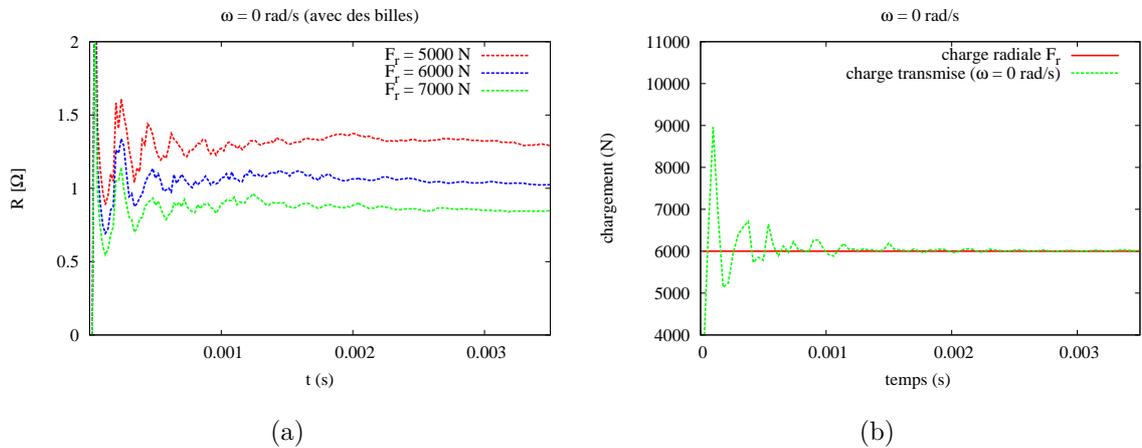


FIGURE 5.15 – (a) Résistance électrique au cours du temps, pour différentes charges radiales F_r (b) Chargement transmis au roulement avec $F_r = 6000$ N

5.5 Étude du comportement dynamique

La résistance électrique du roulement en statique est déduite, en considérant cette nouvelle interface, pour différentes charges radiales, graphe 5.15(a). La résistance électrique décroît avec F_r croissant et la loi de puissance est conservée ($R \propto F_r^{-4/3}$). L'ordre de grandeur avec cette discrétisation passe au Ohm. Les variations de résistance autour de la valeur moyenne sont dues à l'amortissement hystérétique qui tarde à dissiper les perturbations dans le temps. Néanmoins, l'état d'équilibre statique est apprécié par le graphe 5.15(b), où l'expression (3.3) est évaluée au cours du temps.

5.5 Étude du comportement dynamique

L'effet de l'élasticité des bagues et du palier, sur la répartition du chargement évaluée en dynamique est étudié. Les vitesses appliquées au roulement peuvent atteindre $\omega = 1000 \text{ rad/s}$ pour compenser le pas de temps réduit. D'après la chapitre 4.3.3, à cette vitesse, les effets centrifuges viennent compléter le chargement.

5.5.1 D'un point de vue mécanique

La résolution dynamique du système avec l'approche discrète constitue un avantage, par rapport aux méthodes continues. Généralement, les méthodes continues proposent une résolution complète du roulement en statique ou une résolution dynamique s'intéressant uniquement à une portion du roulement.

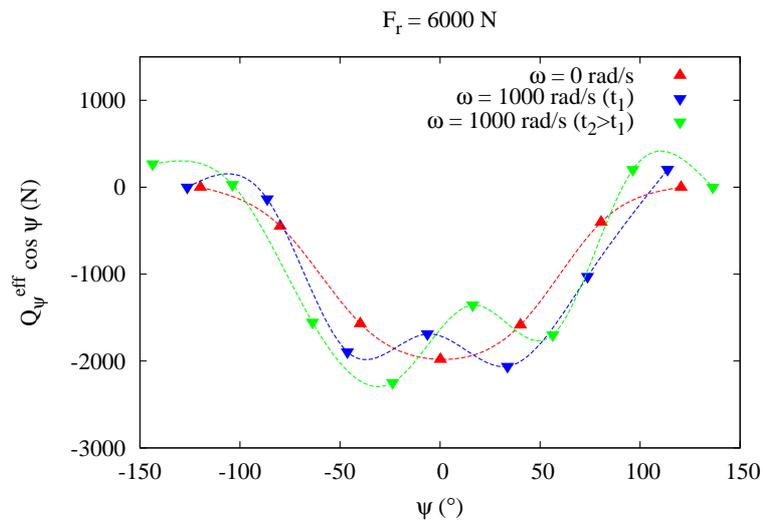


FIGURE 5.16 – Répartition angulaire du chargement dans la direction verticale, à jeu initial supposé nul ($\Delta_r = 0$) pour $F_r = 6000 \text{ N}$, en dynamique

5.5 Étude du comportement dynamique

La distribution discrète du chargement évaluée sur les contacts "élément roulant/piste externe" s'obtient en dynamique, en régime établi. La position ψ d'un élément roulant supportant radialement un chargement Q_ψ^{eff} varie au cours du temps. La répartition angulaire du chargement (figure 5.16) est proposée pour deux instants (t_2 proche de t_1) et comparée au cas statique (figure 5.10(b)). Dans les mêmes conditions, les efforts de contact sont répartis sur environ $\psi \in [-120^\circ, 120^\circ]$ et il arrive que des éléments roulants appartenant à cette zone perdent le contact au moment de la sauvegarde (élément roulant manquant à 120° $\psi \approx 120^\circ$ pour t_2). La répartition symétrique observée dans le cas statique (figure 5.10(b)) est perdue avec le déplacement des éléments roulants et au moment des sauvegardes dynamique, il n'y a pas d'élément roulant à la position $\psi = 0$ aligné avec la charge F_r . L'intensité Q_ψ^{eff} reste comparable au cas statique. La forme de la répartition est globalement conservée et les variations traduisent les modes de déformation des bagues. Toutefois, entre ces deux instants proches, les éléments roulants se déplacent et les contacts avec les pistes aussi. Ces déplacements impliquent des phénomènes mécaniques rapides (comme les vibrations, alternance des contacts, glissements, ...) qui viennent perturber la répartition angulaire du chargement.

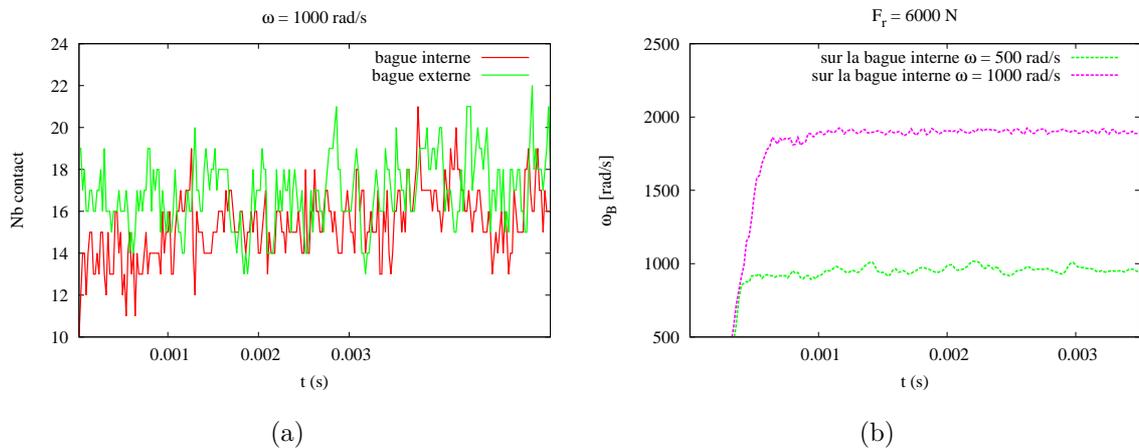


FIGURE 5.17 – (a) Nombre de mésocontacts (b) Vitesse angulaire d'un élément roulant, au cours du temps, à jeu nul pour 6000 N, en dynamique

Ces variations de contact impliquent un état dynamique agité. Le régime établi signifie une alternance de contacts (chocs à haute fréquence figure 5.17(a)). Il en résulte aussi une alternance de phases glissement-roulement ou stick-slip à l'interface piste de roulement/éléments roulants. La figure 5.17(b) montre ces variations dans la vitesse angulaire ω_B .

5.5 Étude du comportement dynamique

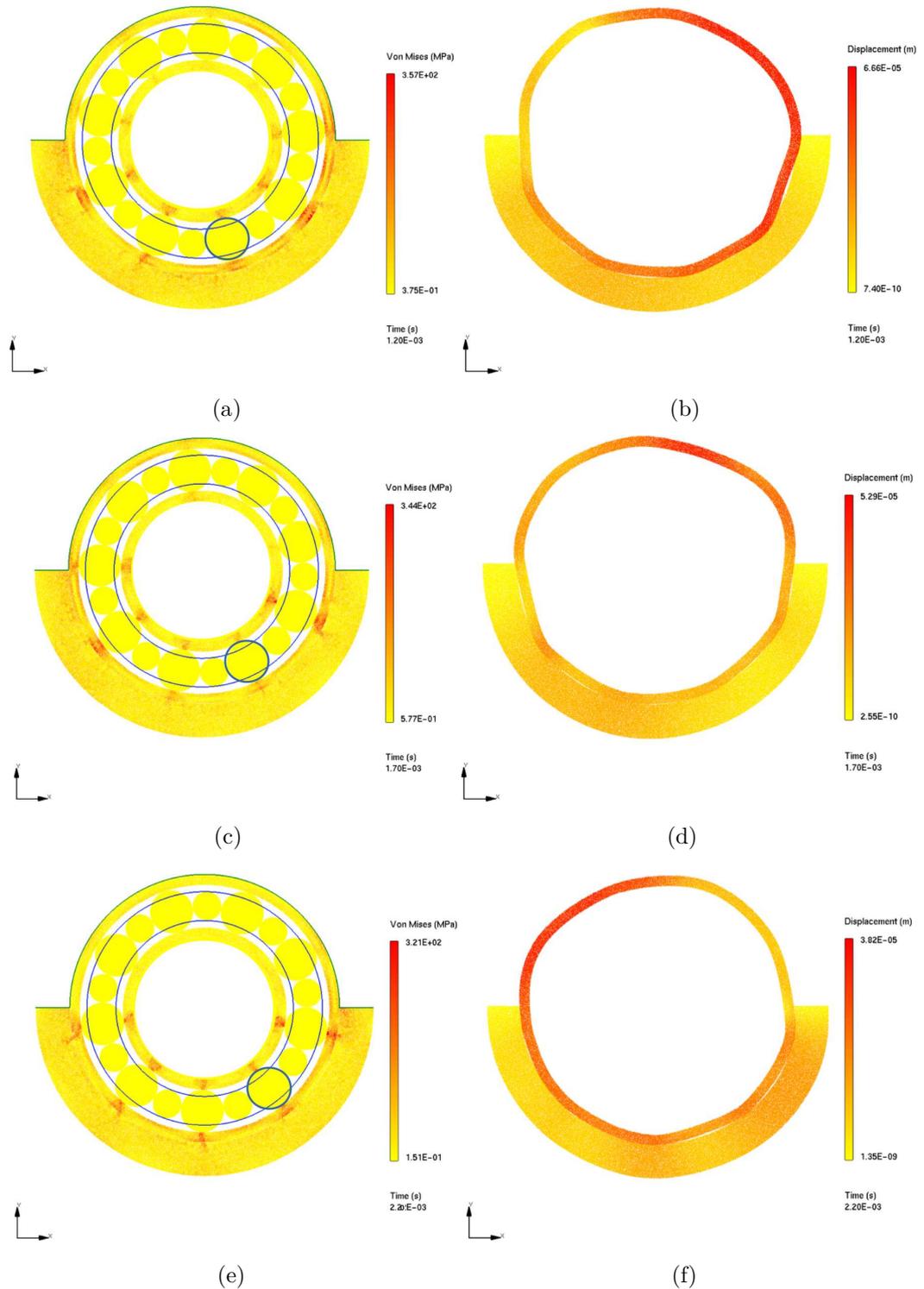


FIGURE 5.18 – Champs des contraintes moyennes de Von Mises à $F_r = 6000\text{ N}$ évaluée en dynamique à différents instants et déformée associée de la bague externe et du palier

Au cours du temps, dans la résolution dynamique, les éléments roulants se déplacent sur les bagues et par conséquent, la contrainte générée au contact se déplace aussi (figure

5.5 Étude du comportement dynamique

5.18(a)(c) et (e)). La contrainte maximale passe de 250 MPa en statique (figure 5.11(b)) à en moyenne 350 MPa en dynamique, en suivant le contact. Les configurations déformées de l'assemblage bague externe/palier, augmentées d'un facteur 50 se succèdent dans les figures 5.18(b)(d) et (f). L'historique de la contrainte localisée sur une zone de la piste du roulement, en général inaccessible fournit des informations essentielles pour envisager des études de fatigue, dans l'objectif d'initier l'endommagement. Pour cela, le déplacement et la contrainte localisée (appartenant à une maille) d'un élément discret modélisant la piste externe du roulement sont suivis au cours du temps. Selon l'élément discret sélectionné, 3 zones aux positions $\psi = -80^\circ$, -40° et 0° sont ainsi surveillées.

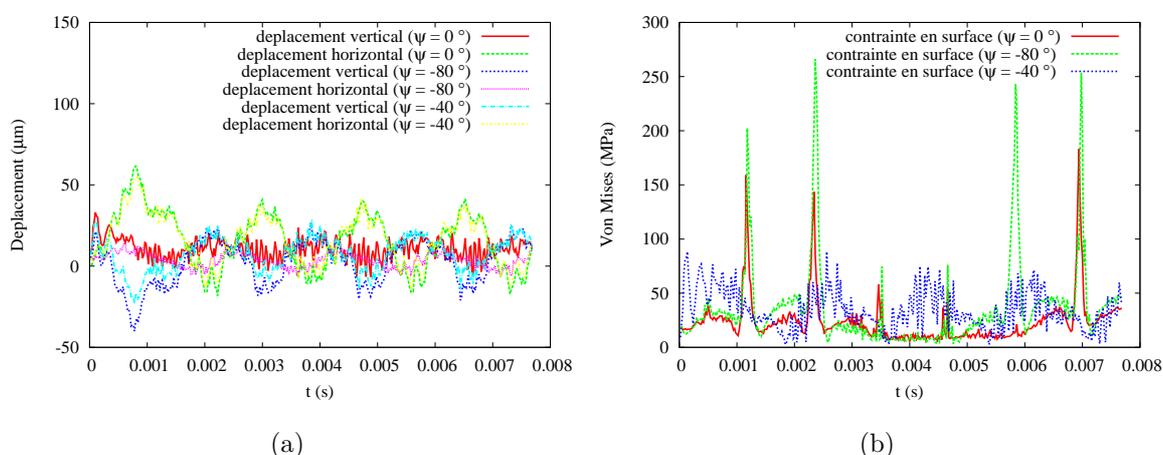


FIGURE 5.19 – (a) Déplacement d'un élément discret modélisant la piste extérieure du roulement (b) Contrainte de Von Mises évaluée au cours du temps dans la maille associée ($F_r = 6000\text{ N}$ et $\omega = 1000\text{ rad/s}$)

La bague du roulement est soumise à des sollicitations complexes dans le temps, causées par le passage successif des éléments roulants. Les déplacements de ces éléments suivis, graphe 5.19(a) varient autour d'une position d'équilibre quant ils sont en contacts avec un élément roulant. Ces variations sont le reflet des modes de déformation proposés dans la figure 5.18. Ce type de sollicitations entraîne des variations cycliques des contraintes localisées en surface des pistes du roulement, comme le montre le graphe 5.19(b). Les maxima en contraintes dus à la brève formation du contact ("mésocontact"), autour de 150 – 250 MPa définissent un cycle (temps entre deux passages successifs d'éléments roulants). La zone proche de l'encastrement $\psi = \pm 80^\circ$ subie les variations de contrainte les plus importantes et la zone intermédiaire à $\psi = \pm 40^\circ$ ne montre pas de brusques variations. Entre deux maxima, la zone de contact étudiée (ψ) relaxe la contrainte maximale atteinte et même si l'élément suivi de la piste externe n'est plus directement sollicité, sa contrainte varie entre 10 et 75 MPa, à cause des déformations induites par le fonctionnement du roulement (mode de la bague figure 5.18(b)(d) et (f)).

Le nombre de cycles total que va pouvoir endurer ce matériau dans ces conditions traduit sa tenue en fatigue. Rendre cette interface "dégradable" avec des modèles adaptés (par cumul, seuil, ...) est le prochain cap à franchir pour simuler l'endommagement.

5.5.2 D'un point de vue électrique

Dans une simulation dynamique, le nombre de contacts moyen au cours du temps varie. Chaque élément roulant subit de multiples chocs à l'interface de contact. Ce phénomène a des conséquences sur la mesure électrique.

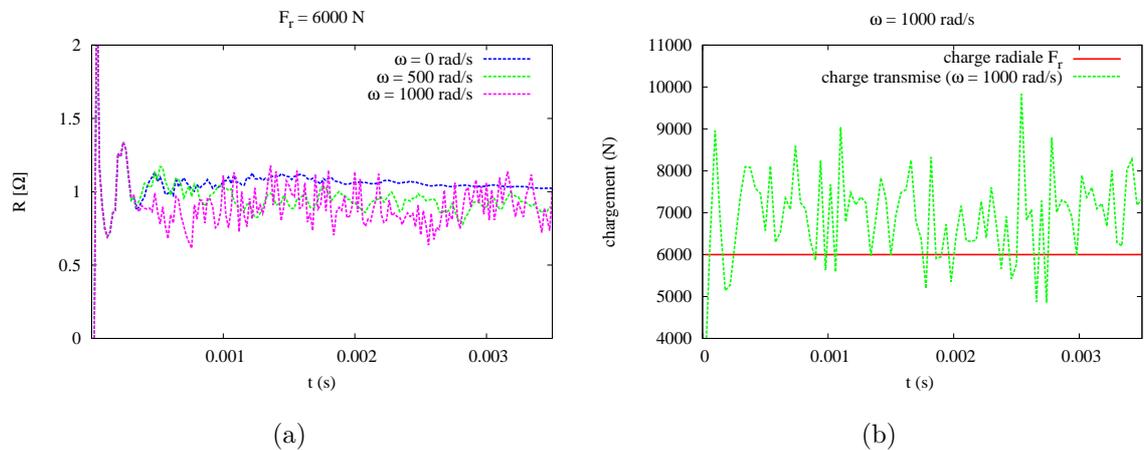


FIGURE 5.20 – (a) Résistance électrique au cours du temps, pour différentes vitesses de rotation ω (b) Chargement transmis au roulement avec $F_r = 6000 \text{ N}$ à $\omega = 1000 \text{ rad/s}$

La résistance électrique équivalente du roulement en fonctionnement donnée dans la figure 5.20(a) reflète le chargement mécanique agité du roulement incluant des effets centrifuges, évalué dans le graphe 5.20(b). Néanmoins, l'augmentation de la résistance en fonction de la vitesse de rotation, mesurée expérimentalement n'est pas capté (même en comparant entre $\omega = 0$ et $\omega = 500 \text{ rad/s}$, figure 5.20(a)). La discrétisation adoptée associée à la résolution dynamique du système tend à investiguer des pistes tribologiques pour expliquer l'écart entre les mesures électriques et les simulations. Une correction de la surface de transfert électrique est considérée. La surface associée au transfert électrique ne vaut que 2 % de l'aire de Hertz apparente des chapitres précédents (contact macroscopique).

Conclusions et perspectives

Le but recherché à l'issue de ce travail de thèse est de mettre en place une méthode de surveillance des roulements par une mesure électrique, pour répondre à des besoins identifiés pour la maintenance des machines tournantes. Sur le plan scientifique et numérique, après avoir pointé les limites des codes classiques, une nouvelle modélisation par éléments discrets est mise en place pour étudier les phénomènes de transferts électriques au contact roulant. Cette démarche s'inscrit dans la continuité des travaux menés sur les interfaces dynamiques, où la mesure électrique localisée a montré sa pertinence [4, 5, 7]. La méthode proposée fournit une alternative fiable aux méthodes classiques couramment utilisées, notamment pour des applications à basse vitesse. Pour le moment, les mesures électriques en courant continu consistent en la détermination d'une résistance électrique équivalente du roulement en fonctionnement. La richesse et la sensibilité du signal électrique, en réponse aux chargements, sont exploitées pour vérifier le montage et capter d'éventuelles défaillances. Les mesures expérimentales obtenues sans capteur, présentées dans ce manuscrit, se révèlent non destructrices et faciles d'accès pour le personnel de maintenance. Le traitement du signal électrique se fait en suivant des méthodes classiques pour l'analyse des signaux vibratoires. Les chargements non-conformes et les défauts sont essentiellement identifiés au travers de la signature électrique, en réalisant une analyse de Fourier couplée avec une analyse des grandeurs statistiques.

Sur le plan numérique, une modélisation originale par éléments discrets, décrivant le roulement comme un système multi-contacts dynamique est mise en place pour reproduire fidèlement le comportement mécanique du roulement. Des caractéristiques électriques communes avec un empilement granulaire métallique justifient cette démarche.

Le chapitre 3 s'efforce de reproduire le comportement mécanique à basse vitesse du roulement testé sur le banc expérimental et dont la rigidité est connue. Pour cela, l'hypothèse des bagues rigides est posée et la MED est adaptée au roulement en suivant deux étapes. La première consiste à rechercher et tester les modèles mécaniques (ressorts et amortisseurs au contact) proposés dans la littérature. La seconde consiste à placer le roulement dans des conditions classiques d'utilisation, en intégrant la charge, le jeu/précharge et la vitesse. Combiner ces étapes permet de modéliser toutes les configurations mécaniques possibles d'un roulement avec des bagues rigides. Chaque configuration implique une répartition spécifique du chargement, caractérisée par les grandeurs numériques Δ_r , ϵ , Q_{max} qui sont validées avec les calculs analytiques de Harris [24]. Des études de sensibilité justifient le choix des différents modèles. A la fin de ce chapitre, la détermination de la rigidité du composant est conforme avec les considérations des équipementiers et le chargement du roulement est maîtrisé.

Caractériser le chargement interne du roulement est en pratique délicat alors qu'il est le vecteur de la plupart des phénomènes de dégradation. Le chapitre 4 introduit un couplage électromécanique où une mesure électrique du roulement permet de rendre compte de son état de chargement mécanique. Pour une application à basse vitesse, les mesures expérimentales présentées dans ce manuscrit et les travaux de Muetze [30] montrent que le roulement se comporte comme un conducteur ohmique. Ce constat nous conduit à résoudre un circuit électrique équivalent formé de résistances élémentaires déterminées par chaque élément roulant. Le modèle électrique élémentaire est tiré de travaux sur les milieux granulaires menés au sein du LTI [13], où le couplage électromécanique est réalisé à travers les surfaces de contact à caractère hertzien. Des études paramétriques mettent en évidence la sensibilité du modèle électrique en réponse à des perturbations d'origines mécaniques. Les tendances mesurées par la résistance électrique, appuyés par les calculs numériques permettent de distinguer le chargement normal d'un chargement anormal (balourd) et de discriminer la présence de défauts.

Le chapitre 5 s'appuie sur les possibilités actuelles de la MED pour introduire des bagues et un palier déformables tout en conservant une résolution dynamique du système. Pour cela, les bagues et le palier sont formés d'un empilement granulaire caractérisé par des propriétés spécifiques et un modèle cohésif au contact qui reproduit le comportement mécanique de l'acier du roulement. Avant de reconsidérer le roulement dans son ensemble, un essai mécanique standard valide la modélisation discrète des bagues, en comparant le champ de contraintes avec celui obtenu par éléments finis. L'enrichissement multi-échelle apporté avec les bagues et le palier déformables en statique a pour effet de mieux répartir la distribution du chargement au sein du roulement et des études basées sur la MEF viennent confirmer ces résultats. D'autre part, la discrétisation des bagues introduit une

nouvelle interface de contact, notamment pour les pistes de roulement où s'effectuent le transfert électrique. Pour expliquer l'écart entre une mesure expérimentale de quelques Ω et un calcul numérique comparable de quelques $m\Omega$, l'hypothèse d'une surface de transfert électrique imparfaite formée de "spots" est avancée. La discrétisation des pistes permet de réaliser des simulations électromécaniques basées sur cette hypothèse d'un point de vue purement géométrique, avec la théorie de Hertz. Cependant, le calcul des surfaces de ces spots électriques devraient se faire selon un couplage thermoélectromécanique. Enfin, la résolution en dynamique du roulement avec des bagues déformables conduit à des simulations intéressantes. Sur le plan mécanique, l'historique en contrainte d'une zone appartenant à la piste du roulement, généralement inconnu, ouvre la voie à l'étude de l'endommagement. Ces informations vont servir à initier des défaillances dans les bagues pour fournir une signature électrique caractéristique. Par exemple, l'arrachement d'éléments discrets modélisant les pistes à partir d'une contrainte seuil ou cumulée est actuellement en réflexion. La compréhension de l'interface de contact dynamique avec l'outil numérique développé reste aujourd'hui à approfondir.

Les résultats numériques et expérimentaux sont encourageants en vue d'une application industrielle. Le transfert de technologie est pleinement envisagé pour des roulements de grande taille, notamment pour le domaine éolien. La méthode électrique proposée reste à l'étape de faisabilité et certains axes de recherche sont à explorer avec les pistes non-exhaustives suivantes :

- l'étude menée dans le cadre de cette thèse est réalisée à l'aide d'un code de calcul MED bidimensionnel. Développer une approche 3D, permettant de faire évoluer les éléments roulants radialement et axialement viendrait encore enrichir l'état mécanique et la réponse électrique,
- un couplage mécanique-électrique-thermique est à envisager pour comprendre l'échauffement au contact induit par le passage d'un courant,
- démontrer la faisabilité de la méthode électrique à plus haute vitesse. Les modèles de raideurs sont à corriger, notamment en intégrant le comportement mécanique du lubrifiant. De plus, un nouveau modèle électrique est à développer pour inclure des effets capacitifs liés au film de lubrifiant à l'interface de contact. Cette démarche conduirait à généraliser la mesure de résistance à une mesure d'impédance,
- enrichir les modèles théoriques (surface de contact) à partir des mesures expérimentales électriques, dans le but pour formuler l'équivalent de la théorie de Hertz pour des contacts roulants rugueux,
- Réaliser des études de vieillissement des interfaces. Introduire des mécanismes, comme la décohésion, pour étudier l'endommagement du composant.

Bibliographie

- [1] J.A Wensing. *On the dynamics of ball bearings*. PhD thesis, University of Twente, 1998.
- [2] R. B. Randall and J. Antoni. Rolling element bearing diagnostics - a tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 :485–520, 2011.
- [3] N. Tandon and A. Choudhury. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, 32(8) :469–480, 1999.
- [4] V. Bourny. Dispositifs innovants pour la détection de l'accostage outil-pièce dans les procédés d'usinage à grande vitesse. Projet de Recherche régional et structurant ACCOST UGV, 2009-2012.
- [5] A. Tekaya. *Influence de la dimensionnalité et de la complexité d'un réseau de billes sous compression mécanique sur les transports électriques et thermique dans les milieux granulaires métalliques. De l'interface individuelle aux propriétés collectives*. PhD thesis, Université de Picardie Jules Verne, 2012.
- [6] V. Bourny. Solution innovante pour la prise en compte de l'outil de coupe dans la cinématique et pour l'aide à la reprise d'usinage dans les procédés d'ugv. Projet Industrilab, 2011-2013.
- [7] E. Chevalier. *Définition d'indices de qualité du contact glissant métallique : signatures électriques de l'état de surface*. PhD thesis, Université de picardie Jules Verne, 2014.
- [8] J.R. Macdonald. Impedance spectroscopy. *Annals of Bio*, 20 :289–305, 1991.

- [9] J. Fortin, O. Millet, and G. De Saxcé. Numerical simulation of granular materials by an improved discrete element method. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, 62 :639–663, 2004.
- [10] H. Haddad. *Couplage MED-MEF : modélisation numérique du transfert thermique dans les interfaces de contact*. PhD thesis, Université de Picardie Jules Verne, 2013.
- [11] D. André, I. Iordanoff, J.-L. Charles, and J. Néauport. Discrete element method to simulate continuous material by using the cohesive beam model. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 213-216 :113–125, 2012.
- [12] D. André, M. Jebahi, I. Iordanoff, J.-L. Charles, and J. Néauport. Using the discrete element method to simulate brittle fracture in the indentation of a silica glass with a blunt indenter. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 256 :136–147, 2013.
- [13] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and A. Tekaya. Discrete modelling of electrical transfer in multi-contact systems. *Granular Matter*, 14 (1) :1–10, 2012.
- [14] H. Hertz. "uber die berührung fester elastischer korper" on the contact of elastic solids. *reprinted in Miscellaneous Papers, Macmillan*, pages 146–162, 1896.
- [15] R. Stribeck. Ball bearings for various loads. *Trans. ASME*, 29 :420–463, 1907.
- [16] A. M. Ertel. Hydrodynamic lubrication based on new principles,. *Akad. Nauk SSSR Prikladnaya Matematika I Makhanica*, 67B :41–52, 1939.
- [17] A. N. Grubin. Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces. *in Investigation of the Contact of Machine Components, Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engeneering (Moscow)*, Book No.30 :115–166, 1949.
- [18] D. Dowson and G. R. Higginson. *Elasto-hydrodynamic lubrication*. Pergamon Press, 2nd ed, 1977.
- [19] B. J. Hamrock and D. Dowson. *Ball Bearing Lubrication : Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*. John Wiley & Sons Inc, 1981.
- [20] W. Weibull. A statistical theory of the strength of materials. *Proc. of the Royal Swedish Academy*, 151, 1939.
- [21] H. Habbouchi. *Étude de la fatigue de contact par roulement. Approche expérimentale dans un matériau fragile et modélisation numérique*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2008.
- [22] S. Coulon, F. Ville, and D. Nélias. Numerical and experimental investigations on rolling contact fatigue for dented surfaces. In *Tribology Series*, volume 39, pages 459–467. Elsevier, 2001.

- [23] N. A. Branch, N. K. Arakere, N. Forster, and V. Svendsen. Critical stresses and strains at the spall edge of a case hardened bearing due to ball impact. *International Journal of Fatigue*, 47 :268–278, 2013.
- [24] T. A. Harris and M. N. Kotzalas. *Rolling Bearing Analysis : Essential concepts of Bearing Technology*. 2006.
- [25] E. Ioannides and T. A. Harris. A new fatigue life model for rolling bearings. *ASME Journal of Tribology*, 107 :367–378, 1895.
- [26] W. Li, Y. Huang, B. Fu, Y. Cui, and S. Dong. Fretting damage modeling of liner-bearing interaction by combined finite element - a discrete element method. *Tribology International*, 61(0) :19 – 31, 2013.
- [27] G. Lundberg and A Palmgren. *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. 1947.
- [28] B. J. Hamrock and W. J. Anderson. *Rolling-element bearings*. National Technical Information Service, 1983.
- [29] D. M. Postariu. *Contribution à l'étude des courants de palier dans les moteurs de traction*. PhD thesis, Université Joseph Fourier de Grenoble, 2009.
- [30] A. Muetze. *Bearing Currents in Inverter-Fed AC-Motors*. PhD thesis, Université technique de Darmstadt, 2004.
- [31] R. Chevalier. Etat de l'art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes. *R.F.M. Revue française de mécanique*, 1 :5–11, 2001.
- [32] S. Sassi, B. Badri, and M. Thomas. Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar indicators. *International Journal of COMADEM*, 11 (3) :36–45, 2008.
- [33] P.D. McFadden and J.D. Smith. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 96 :69–82, 1984.
- [34] K. Debray, F. Bogard, and Y. Q. Guo. Numerical vibration analysis on defect detection in revolving machines using two bearing models. *Archive of Applied Mechanics*, 74 :45–58, 2004.
- [35] B. Badri. *Caractérisation numérique et expérimentale des défauts de roulements*. PhD thesis, École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 2006.
- [36] A. Boulanger and C. Pachaud. *Diagnostic vibratoire en maintenance préventive*. Dunod, 1998.
- [37] 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, Université de Reims Champagne Ardenne, 2013.

- [38] J. Liu, Y. Shao, and T. C. Lim. Vibration analysis of ball bearings with a localized defect applying piecewise response function. *Mechanism and Machine Theory*, 56 :156–169, 2012.
- [39] R. Tomovic, V. Miltenovic, M. Banic, and A. Miltenovic. Vibration response of rigid rotor in unloaded rolling element bearing. *International Journal of Mechanical Sciences*, 52 :1176–1185, 2010.
- [40] J.P Dron, F. Bolaers, and L. Rasolofondraibe. Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a denoising method by spectral subtraction : application to the detection of defects in ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 270 :61–73, 2004.
- [41] Y. Guo, T. Eritenel, T.M. Ericson, and R. Parker. vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system. *Journal of Sound and Vibration*, pages 5762–5785, 2014.
- [42] Y.H. Kim, A.C.C. Tan, J. Mathew, and B.S. Yang. Condition monitoring of low speed bearings : a comparative study of the ultrasound technique versus vibration measurements. *Engineering Asset Management*, 182-191, 2006.
- [43] J. Zhang, B.W. Drinkwater, and R.S Dwyer-Joyce. Monitoring of lubricant film failure in a ball bearing using ultrasound. *Journal of Tribology*, 2006.
- [44] J. Takabi and M.M. Khonsari. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings. *Tribology International*, 60(0) :93 – 103, 2013.
- [45] F. Pouly. *Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse*. PhD thesis, INSA Lyon, 2010.
- [46] R. Schoen, T. G. Habetler, F. Kamran, and R. G. Bartheld. Motor bearing damage detection using stator current monitoring. *IEEE Transactions on Industry*, 31(6) :1274–1279, 1995.
- [47] M. Blodt, M. Chabert, J. Faucher, and B. Dagues. Mechanical load fault detection in induction motors by stator current time-frequency analysis. In *IEEE International Electric Machines and Drives Conference*, 2005.
- [48] 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*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2009.
- [49] J. Antoni. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18 (6) :1285–1314, 2004.
- [50] D. Palaisi. Simulation numérique du comportement vibratoire d'engrenages endommagés. Master's thesis, École de Technologie supérieure de Montréal, 2011.

- [51] J. R. Stack, T. G. Habetler, and R. G. Harley. Fault classification and fault signature production for rolling element bearings in electric machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 40 :735–739, 2004.
- [52] M. Behzad and A. R. Bastami. A new method for detection of rolling bearing faults based on the local curve roughness approach. *Polish Maritime Research*, 18(44-50), 2011.
- [53] D. Petersen, C. Howard, N. Sawalhi, A. Moazen, and S. Singh. Analysis of bearing stiffness variations, contact forces and vibrations in radially loaded double row rolling element bearings with raceway defects. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 50-51 :139–160, 2015.
- [54] J. Antoni. Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals : Facts and fictions. *Journal of Sound and Vibration*, 304(497-529), 2007.
- [55] T. Doguer and J. Strackeljan. Vibration analysis using time domain methods for the detection of small roller bearing defects. In *SIRM 2009 - 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Vienna, Austria, 2009*.
- [56] H. Q. Wang, W. Hou, G. Tang, H-F. Yuan, Q-L. Zhao, and X. Cao. Fault detection enhancement in rolling element bearings via peak-based multiscale decomposition and envelope demodulation. *Mathematical Problems in Engineering*, page 11, 2014.
- [57] F. Bollaers, O. Cousinard, P. Marconnet, and L. Rasolofondraibe. Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals. *Control Engineering Practice*, 12 (2) :181–190, 2004.
- [58] V.N. Patel, N. Tandon, and R.K. Pandey. Defect detection in deep groove ball bearing in presence of external vibration using envelope analysis and duffing oscillator. *Measurement*, 45(5) :960 – 970, 2012.
- [59] P. D. McFadden and J.D. Smith. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique. *Tribology International*, 17 (1) :3–10, 1984.
- [60] H. André, F. Girardin, A. Bourdon, J. Antoni, and D. Rémond. Precision of the ias monitoring system based on the elapsed time method in the spectral domain. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1-2) :14–30, 2014.
- [61] S. Sassi, B. Badri, and M. Thomas. A numerical model to predict damaged bearing vibrations. *Journal of Vibration and Control*, 13 (11) :1603–1628, 2007.
- [62] P. Chunjun. Static analysis of rolling bearings using finite element method. Master’s thesis, Universität Stuttgart, 2009.

- [63] Y. Kang, P-C. Shen, C-C. Huang, S-S. Shyr, and Y-P. Chang. A modification of the jones harris method for deep-groove ball bearings. *Tribology International*, 39(11) :1413 – 1420, 2006.
- [64] N. Demirhan and B. Kanber. Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using fem. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 36 :86–102, 2008.
- [65] S. Lacroix. *Analyse et validation expérimentale d'un modèle de roulement à billes à quatre points de contact à bagues déformables par découplage des effets locaux et structuraux*. PhD thesis, INSA Lyon, 2014.
- [66] G. Cavallaro. *Modélisation multi-échelle et analyse des roulements à billes à bagues déformables*. PhD thesis, INSA Lyon, 2004.
- [67] G. Cavallaro, D. Nélias, and F. Bon. Analysis of high speed inter-shaft cylindrical roller bearing with flexible rings. *Tribology transactions*, 48 :154–164, 2005.
- [68] P. H. Darji and D. P. Vakharia. Development of graphical solution to determine optimum hollowness of hollow cylindrical roller bearing using elastic finite element analysis. *Applications in Mechanical Engineering*, 2012.
- [69] V. Bharat, B. Durga, N.J. Krishnaprasad, and K. Venkateswarlu. Evaluation of contact stresses in bearings made of al-beryl metal matrix composites by finite element method. *Procedia Materials Science*, 5 :598–604, 2014.
- [70] Ludovic Gallégo. *Fretting et usure des contacts mécaniques : modélisation numérique*. PhD thesis, INSA Lyon, 2007.
- [71] A. E. Azianou, K. Debray, F. Bolaers, P. Chiozzi, and F. Palleschi. Modeling of the behavior of a deep groove ball bearing in its housing. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 1 :45–50, 2013.
- [72] Z. Taha and N. T. Dung. Rolling element bearing fault detection with a single point defect on the outer raceway using finite element analysis. In *The 11th Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference. The 14th Asia Pacific Regional Meeting of International Foundation for Production Research*, 2010.
- [73] T. Zhaoping and S. Jianping. The contact analysis for deep groove ball bearing based on ansys. *Procedia Engineering*, 23 :423 – 428, 2011.
- [74] TH. J. R. Hughes, R. L. Taylor, J. L. Sackman, A. Curnier, and W. Kanoknukulchai. A finite element method for a class of contact-impact problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 8 :249–276, 1976.
- [75] E. Tonicello. *Etude et modélisation de la fatigue de contact en présence d'indentation dans le cas de roulements tout acier et hybrides*. PhD thesis, INSA Lyon, 2011.

- [76] Y. Papegay. *Outils Formels pour la Modélisation en Mécanique*. PhD thesis, Université de Nice Sophia Antipolis, 1992.
- [77] M. Machado, P. Moreira, P. Flores, and H. Lankarani. Compliant contact force models in multibody dynamics : Evolution of the hertz contact theory. *Mechanism and Machine Theory*, 53 :99–121, 2012.
- [78] L. Xu, Y. Yang, Y. Li, C. Li, and S. Wang. Modeling and analysis of planar multibody systems containing deep groove ball bearing with clearance. *mechanism and machine theory*, 56 :69–88, 2012.
- [79] L-X. Xu, Y. Yang, Y. Li, C. Li, and S. Wang. Modeling and analysis of planar multibody systems containing deep groove ball bearing with clearance. *Mechanism and Machine Theory*, 56 :69–88, 2012.
- [80] L. Xu and Y. Li. An approach for calculating the dynamic load of deep groove ball bearing joints in planar multibody systems. *Nonlinear Dynamics*, 70 (3) :2145–2161, 2012.
- [81] T. Yao, Y. Chi, and Y. Huang. Research on flexibility of bearing rings for multibody contact dynamics of rolling bearings. *Procedia Engineering*, 31(0) :586 – 594, 2012. International Conference on Advances in Computational Modeling and Simulation.
- [82] Y. H. Wijnant, J. A. Wensing, and G. C. Van Nijen. The influence of lubrication on the dynamic behaviour of ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 22 (4) :579–596, 1999.
- [83] W. Qian. *Dynamic simulation of cylindrical roller bearings*. PhD thesis, Aachen University, 2014.
- [84] F. Nonato and 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*, 333 :6960–6978, 2014.
- [85] O. D. L. Cundall and P. A. Strack. A discrete numerical model for granular assemblies. *Géotechnique*, 29 :235–257, 1979.
- [86] M. Jean. The non-smooth contact dynamics method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 177 :253–277, 1999.
- [87] J.-J. Moreau. Contact et frottement en dynamique des systèmes de corps rigides. *Revue européenne des éléments finis*, 9(11) :9–23, 2000.
- [88] W. J. Shiu. Impact de missiles rigides sur structures en béton armé : analyse par la méthode des éléments discrets. Master’s thesis, Université Joseph Fourier-Grenoble 1, 2008.

- [89] P. A. Cundall. Formulation of three-dimensional distinct element mode part 1. a scheme to detect and represent contacts in a system composed of many polyhedral blocks. *J. Rock Mech., Min. Sci. and Geomech.*, 25 :107–116, 1988.
- [90] D. Müller. Technique informatiques efficaces pour la simulation de milieux granulaires par des méthodes d’éléments distincts. Master’s thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne, 1996.
- [91] J.M. Ting, B.T. Corkum, and Greco C. Application of the distinct element method in geotechnical engineering. *Proceedings of the international symposium on numerical models in geomechanics*, pages 789–798, 1986.
- [92] C. Thornton and C. W. Randall. Application of theoretical contact mechanics to solid particle system simulation. *Micromechanics of Granular Materials*, 133-142, 1988.
- [93] D. André. Modélisation par éléments discrets des phases d’ébauchage et de doucissage de la silice. Master’s thesis, Université de bordeaux, 2012.
- [94] P. Tan. *Numerical simulations of two-dimensional saturated granular media*,. PhD thesis, California Institute of Technology, Pasadena, 1990.
- [95] Y. Tsuji, T. Tanaka, and T. Ishida. Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe. *Powder Technology*, 71 :239–250, 1992.
- [96] C. Thornton, S. J. Cummins, and P. W. Cleary. An investigation of the comparative behaviour of alternative contact force models during inelastic collisions. *Powder Technology*, 233(0) :30 – 46, 2013.
- [97] R. D. Mindlin and H. Deresiewicz. Elastic spheres in contact under varying oblique force. *ASME journal of applied mechanics*, 20 :327–344, 1953.
- [98] G. D. Scott and D. M. Kilgour. The density of random packing of spheres. *Appl. Phys.*, 2 :863–866, 1969.
- [99] B. D. Lubachevsky and F. H. Stillinger. Geometric properties of random disk packings. *Journal of Statistical Physics*, 60 (5) :561–583, 1990.
- [100] F. V. Donzé and S.A. Magnier. Spherical discrete element code in : Discrete element project report. *Université du Québec á Montréal*, 1997.
- [101] G. de Saxcé, J. Fortin, and O. Millet. About the numerical simulation of the dynamics of granular media and the definition of the mean stress tensor. *Mechanics of Materials*, 36(12) :1175–1184, 2004. Topics in Micromechanics of Heterogeneous Materials.
- [102] I. Sanni, E. Bellenger, J. Fortin, and P. Coorevits. A reliable algorithm to solve 3d frictional multi-contact problems : application to granular media. *of computational and applied mathematics*, 234 :1161–1171, 2010.

- [103] V.D. Nguyen, C. Cogné, M. Guessasma, E. Bellenger, and J. Fortin. Discrete modeling of granular flow with thermal transfer : Application to the discharge of silos. *Applied Thermal Engineering*, 29 :1846–1853, 2009.
- [104] V.D. Nguyen, J. Fortin, M. Guessasma, E. Bellenger, and C. Cogné. Thermomechanical modeling of friction effects in granular flow by using discrete element method. *J. of Mech. of Mat. and Structures*, 4 :2 :413–425, 2009.
- [105] A. Tekaya, R. Bouzerar, V. Bourny, and I. Tekaya. Electron tunnelling in metallic beads systems and slow electric relaxation. *World Journal of Engineering*, 8(2) :171–178, 2011.
- [106] S. Martin. *Contribution à la modélisation du frittage en phase solide*. PhD thesis, UTC, 2014.
- [107] C. Machado, M. Guessasma, E. Bellenger, K. Bourbatache, V. Bourny, and J. Fortin. Diagnosis of faults in the bearing by electrical measures and numerical simulations. *Mechanics and Industry*, 15(5) :383–391, 2014.
- [108] C. Machado, K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and J. Fortin. Simulation électromécanique par la med : Application au diagnostic des défauts dans les roulements à billes. In *Colloque National en Calcul des Structures*, 2013.
- [109] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and J. Fortin. Dem ball bearing model and defect diagnosis by electrical measurement. *mechanical systems and signal processing*, 41 :98–112, 2013.
- [110] R. Bouzerar, V. Bourny, T. Capitaine, and J. Senlis. Characterization of the electrodynamic properties of cereac-based ball bearing by impedance spectroscopy. *ISEF2009- XIV International Symposium of Electromagnetic Fields in Mechatronics Electrical and Electronic Engineering*, 2009.
- [111] A. Tekaya, R. Bouzerar, and V. Bourny. Influence of surface topology on the electrical response of many bead assemblies. *AIP Advances*, 2012.
- [112] E. Branly. Variation de conductibilité sous diverses influences électriques. *C. R. Acad. Sci.*, pages 785–787, 1890.
- [113] F. Penneç. *Modélisation du contact métal-métal : application aux micro-commutateurs MEMS RF*. PhD thesis, Université de Toulouse, 2009.
- [114] M. Creyssels, S. Dorbolo, A. Merlen, C. Laroche, B. Castaing, and E. Falcon. Some aspects of electrical conduction in granular system of various dimension. *The European Physical Journal*, 23 :255–264, 2007.
- [115] E. Falcon, B. Castaing, and M. Creyssels. Nonlinear electrical conductivity in a 1d granular medium. *The European Physical Journal B*, 38 :475–483, 2004.

- [116] E. Falcon and B. Castaing. Electrical properties of granular matter : From "branly effect" to intermittency". *Powders & Grains*, pages 323–327, 2005.
- [117] S. Dorbolo and N. Vandewalle. The branly effect and contacting grains in a packing. *Traffic and Granular Flow*, 5 :521–524, 2005.
- [118] R. Holm. Electrical contacts. *Theory and applications*. Springer-Verlag, 1967.
- [119] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proc. of the Royal A.*, 295 :300–319, 1966.
- [120] J. A. Greenwood. Constriction resistance of the real area of contact. *Brit. J. Appl. Phys.*, 17, 1966.
- [121] S. Descartes, N. Fillot, M. Renouf, B. Gautier, Y. Berthier, and P. Demanche. A new mechanical-electrical approach to the wheel-rail contact. *Contact Mechanics and Wear*, 265 (9-10) :1408–1416, 2008.
- [122] D. Bonamy, L. Laurent, P. Claudin, J.P. Bouchaud, and F. Daviaud. Electrical conductance of a 2d packing of metallic beads under thermal perturbation. *Europhysics Letters*, 51 (6) :614–620, 2000.
- [123] M. Renouf and N. Fillot. Coupling electrical and mechanical effects in discrete element simulations. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 74(2) :238–254, 2008.
- [124] P. Chazalon. *Etudes des variations de la résistance électrique du contact Balai-Bague de l'alternateur*. PhD thesis, École centrale Paris, 2013.
- [125] D.F. Busse, J.M. Erdman, R.J. Kerkman, D.W. Schlegel, and G.L. Skibinski. The effects of pwm voltage source inverters on the mechanical performance of rolling bearings. *IEEE transactions on industry applications*, 33 (2) :567–576, 1997.
- [126] J.R. Stack, T.G. Habetler, and R.G. Harley. Experimentally generating faults in rolling element bearings via shaft current. *IEEE transactions on industry applications*, 41 (1) :25–29, 2005.
- [127] B. J Stone T. L. H Walford. The sources of damping in rolling element bearings under oscillating conditions. *The Institution of Mechanical Engineers*, 197, 1983.
- [128] A.K. Gupta and A. Khanna. Vibration of visco-elastic rectangular plate with linearly thickness variations in both directions. *Journal of Sound and Vibration*, 301(3-5) :450–457, 2007.
- [129] F. Nonato and 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*, 333(25) :6960 – 6978, 2014.

- [130] W. Jacobs, R. Boonen, P. Sas, and D. Moens. The influence of the lubricant film on the stiffness and damping characteristics of a deep groove ball bearing. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 42(1-2) :335 – 350, 2014.
- [131] R. G. Herbert and D. C. McWhannell. Shape and frequency composition of pulses from an impact pair journal of engineering for industry. *Journal of Engineering for Industry*, 99 (3) :513–518, 1977.
- [132] S. Deng X. Liu and H. Teng. Dynamic stability analysis of cages in high-speed oil-lubricated angular contact ball bearings. *Transactions of Tianjin University*, 17 (1) :20–27, 2011.
- [133] K. H. Hunt and F. R. E. Crossley. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. *Journal of Applied Mechanics*, 42 (2) :440–445, 1975.
- [134] D. Nélias. Étude expérimentale et théorique du microgrippage dans les contacts élastohydrodynamiques. *Revue Générale de Thermique*, 36(1) :26 – 39, 1997.
- [135] Y. S. Wang, B. Y. Yang, and L. Q. Wang. Investigation into the traction coefficient in elastohydrodynamic lubrication. *TriboTest*, 11 (2) :113–124, 2004.
- [136] T. A. Harris. How to compute the effects of preloaded bearings. *Prod. Eng.*, 19 :84–93, 1965.
- [137] B. Oswald, E. V. Erwin Zaretskya, and J. V. Poplawskib. Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings. *Tribology Transactions*, 55 (2) :245–265, 2012.
- [138] T. B. Lane and J.R. Hughes. A study of the oil-film formation in gears by electrical resistance measurements. *British Journal of Applied Physics*, 3 (10) :315–318, 1952.
- [139] S. J. Needs. Influence of pressure on film viscosity in heavily loaded bearings. *Transactions of ASME*, 60 :347–358, 1940.
- [140] C. Machado, M. Guessasma, and E. Bellenger. Modelling of ball bearing loading by dem for electromechanical coupling. In *11th World Congress on Computational Mechanics (Barcelona)*, 2014.
- [141] E. Chevallier, V. Bourny, R. Bouzerar, J. Fortin, O. Durand-Drouhin, and V. Da Ros. Voltage noise across a metal/metal sliding contact as a probe of the surface state. *Journal of Applied Physics*, 115(154903), 2014.
- [142] C. Machado, M. Guessasma, and E. Bellenger. Electromechanical modelling by dem for assessing internal ball bearing loading. *Mechanism and Machine Theory*, 92 :338–355, 2015.
- [143] A. N. Lioulios and I. A. Antoniadis. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearances. *International Journal of Mechanical Sciences*, 48 (8) :809–829, 2006.

- [144] M. Tiwari, O. Prakash, and K. Gupta. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced, horizontal rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 238 (5) :723–756, 2000.
- [145] M. Tiwari and K. Gupta. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 238 (5) :757–779, 2000.
- [146] A. Leblanc, D. Nélias, and C. Defaye. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings. *Journal of Sound and Vibration*, 325 :145 – 160, 2009.
- [147] A. Utpat, R. B. Ingle, and M. R. Nandgaonkar. A model for study of the defects in rolling element bearings at higher speed by vibration signature analysis. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 3 :8–22, 2009.
- [148] M.S. Patil, J. Mathew, P.K. Rajendrakumar, and S. Desai. A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing. *International Journal of Mechanical Sciences*, 52(9) :1193 – 1201, 2010. Special Issue on Advances in Materials and Processing Technologies.
- [149] M. Tadina and M. Boltezar. Improved model of a ball bearing for the simulation of vibration signals due to faults during run-up. *Journal of Sound and Vibration*, 330(17) :4287–4301, 2011.
- [150] C. Machado, M. Guessasma, E. Bellenger, and H. Haddad. Modélisation électromécanique par la med d’un roulement à billes pour la caractérisation de l’état de chargement. In *Colloque National en Calcul des Structures*, 2015.
- [151] H. Sjöväll. The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load. *TekniskTidskrift. Mek.*, 9, 1933.
- [152] R.S Dwyer-Joyce. Predicting the abrasive wear of ball bearings by lubricant debris. *Wear*, 233-235(0) :692–701, 1999.
- [153] L. Rasolofondraibe, B. Pottier, P. Marconnet, and E. Perrin. Numerical model of the capacitive probe’s capacitance for measuring the external loads transmitted by bearing’s rolling elements of rotating machines. *IEEE Sensor Journal*, 13(8) :3067–3072, 2013.
- [154] A-E-H. Love. *A treatise of mathematical theory of elasticity*. Cambridge, 1927.
- [155] J. Weber. Recherches concernant les contraintes intergranulaires dans les milieux pulvérulents. *Bul. liaison P. et Ch.*, 1966.
- [156] F. Nicot, N. Hadda, M. Guessasma, J. Fortin, and O. Millet. On the definition of the stress tensor in granular media. *International Journal of Solids and Structures*, 50(14-15) :2508 – 2517, 2013.

