



N°d'ordre NNT : 2024ISAL0049

**THESE de DOCTORAT DE L'INSA LYON,
membre de l'Université de Lyon**

**Ecole Doctorale MEGA ED162
(Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique)**

Spécialité/ discipline de doctorat : Thermique / Energétique

Soutenue publiquement le 07/06/2024, par :
Lionel Darul

**Etude du comportement
thermomécanique des roulements à
billes faiblement chargés**

Devant le jury composé de :

Harmand, Souad	Professeur	UPHF	Examinatrice
Seabra, Jorge	Professeur	Universidade do Porto	Rapporteur
Bouyer, Jean	Docteur - HdR	Université de Poitiers	Rapporteur
Changenet, Christophe	Docteur - HdR	ECAM Lyon	Directeur de thèse
Ville, Fabrice	Professeur	INSA Lyon	Directeur de thèse
Touret, Thomas	Docteur	ECAM Lyon	Directeur de thèse
Pariset, Cécile	Ingénieur	Pfeiffer Vacuum	Encadrant industriel

Référence : TH1106_DARUL Lionel

L'INSA Lyon a mis en place une procédure de contrôle systématique via un outil de détection de similitudes (logiciel Compilatio). Après le dépôt du manuscrit de thèse, celui-ci est analysé par l'outil. Pour tout taux de similarité supérieur à 10%, le manuscrit est vérifié par l'équipe de FEDORA. Il s'agit notamment d'exclure les auto-citations, à condition qu'elles soient correctement référencées avec citation expresse dans le manuscrit.

Par ce document, il est attesté que ce manuscrit, dans la forme communiquée par la personne doctorante à l'INSA Lyon, satisfait aux exigences de l'Établissement concernant le taux maximal de similitude admissible.

INSA LYON

Campus LyonTech La Doua
20, avenue Albert Einstein - 69621 Villeurbanne cedex - France
Tél. +33 (0)4 72 43 83 83 - Fax +33 (0)4 72 43 85 00
www.insa-lyon.fr



Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
ED 206 CHIMIE	CHIMIE DE LYON https://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr	M. Stéphane DANIELE C2P2-CPE LYON-UMR 5265 Bâtiment F308, BP 2077 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69616 Villeurbanne directeur@edchimie-lyon.fr
ED 341 E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	Mme Sandrine CHARLES Université Claude Bernard Lyon 1 UFR Biosciences Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69622 Villeurbanne CEDEX e2m2.codir@listes.univ-lyon1.fr
ED 205 EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://ediss.universite-lyon.fr Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie RICARD-BLUM Laboratoire ICBMS - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Raulin - 2ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tél : +33(0)4 72 44 82 32 sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr
ED 34 EDML	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Yann DE ORDENANA Tél : 04.72.18.62.44 yann.de-ordenana@ec-lyon.fr	M. Stéphane BENAYOUN Ecole Centrale de Lyon Laboratoire LTDS 36 avenue Guy de Collongue 69134 Ecully CEDEX Tél : 04.72.18.64.37 stephane.benayoun@ec-lyon.fr
ED 160 EEA	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE https://edeea.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRE COURT Bâtiment Direction INSA Lyon Tél : 04.72.43.71.70 secretariat.edeea@insa-lyon.fr	M. Philippe DELACHARTRE INSA LYON Laboratoire CREATIS Bâtiment Blaise Pascal, 7 avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.88.63 philippe.delachartre@insa-lyon.fr
ED 512 INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Hamamache KHEDDOUCI Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Nautibus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tél : 04.72.44.83.69 direction.infomaths@listes.univ-lyon1.fr
ED 162 MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Philomène TRE COURT Tél : 04.72.43.71.70 Bâtiment Direction INSA Lyon mega@insa-lyon.fr	M. Etienne PARIZET INSA Lyon Laboratoire LVA Bâtiment St. Exupéry 25 bis av. Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX etienne.parizet@insa-lyon.fr
ED 483 ScSo	ScSo¹ https://edsciencessociales.universite-lyon.fr Sec. : Mélina FAVETON Tél : 04.78.69.77.79 melina.faveton@univ-lyon2.fr	M. Bruno MILLY (INSA : J.Y. TOUSSAINT) Univ. Lyon 2 Campus Berges du Rhône 18, quai Claude Bernard 69365 LYON CEDEX 07 Bureau BEL 319 bruno.milly@univ-lyon2.fr

¹ ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Avant-Propos

Résumé

Les roulements sont des composants clés dans les transmissions mécaniques. Leur fonctionnement entraîne des pertes de puissance non négligeables. La chaleur générée se dissipe dans les différents éléments du système et impacte à nouveau les pertes de puissance. Ce couplage, entre pertes et thermique, doit donc être pris en compte afin d'avoir une prédiction satisfaisante du comportement du roulement. Cette étude s'intéresse à des conditions de fonctionnement particulières : vitesse de rotation modérée (produit $N \cdot d_m < 10^6$), charge appliquée faible ($< 5\%$ de la charge statique du roulement) et lubrification par injection de faibles débits d'huile ($\leq 15L/h$). Pour ces conditions, les travaux menés dans la littérature ne permettent pas une estimation et une compréhension satisfaisante du comportement thermomécanique du roulement.

Ces travaux de thèse développent un nouveau modèle thermomécanique de roulement à billes. La thermique est modélisée à l'aide de la méthodologie des réseaux thermiques. Les pertes de puissances sont modélisées à partir de considérations tribologiques, au niveau de chaque contact dans le roulement. Les modèles développés sont comparés à des mesures expérimentales, réalisées sur un banc d'essai dédié. Ce dernier permet de mesurer le couple de pertes généré par un roulement, tout en contrôlant un certain nombre de paramètres (vitesse, débit, charge). Les températures des bagues du roulement sont également mesurées, afin de maîtriser le comportement thermique.

Il résulte de cette étude que, pour les conditions étudiées, les pertes de puissance dans les roulements à billes sont principalement dues à un phénomène de roulement hydrodynamique au niveau des contacts entre les billes et les bagues. Ce phénomène est à la fois dépendant et indépendant de la charge appliquée, en fonction des conditions de chargement sur chaque bille. La compréhension de ce phénomène permet notamment d'expliquer l'origine des pertes de puissance indépendantes de la charge, telles que définies dans le modèle de Harris. Concernant la thermique du roulement, l'étude met en avant l'importance de la température des billes (obtenues par simulation numérique), notamment sur les phases de démarrage. En conclusion, le modèle développé permet une prédiction des pertes de puissance à 5% d'erreur et une prédiction des températures des éléments du roulement à $\pm 1 - 2^\circ C$.

Mots-clés : pertes de puissance, roulement à billes, expérimental, thermique, lubrification, roulement hydrodynamique, frottement.

Abstract

Rolling element bearings (REBs) are key components in mechanical transmissions. Their operation leads to significant power losses. The heat generated is dissipated in the various elements of the system, therefore again impacting power losses. This coupling between losses and heat must therefore be taken into account in order to make a satisfactory prediction of REB behavior. This study focuses on specific operating conditions: moderate rotational speed (product $N \cdot d_m < 10^6$), low applied load ($< 5\%$ of the static load of the bearing) and lubrication by injection of low oil flow rates (≤ 15 L/h). For these conditions, the work carried out in the literature does not allow a satisfactory estimation and understanding of the REB's thermomechanical behavior.

This thesis develops a new thermomechanical model for ball bearings. Thermal behavior is modeled using thermal network methodology. Power losses are modeled on the basis of tribological considerations, at each contact in the REB. The developed model is compared with experimental measurements, carried out on a dedicated test bench. The latter enables to measure the REB torque loss, while controlling several parameters (speed, flow rate, load). REB ring temperatures are also measured, in order to control thermal behavior.

The result of this study is that, for the conditions studied, power losses in ball bearings are mainly due to a hydrodynamic rolling phenomenon at the contacts between the balls and the rings. This phenomenon is both load-dependent and load-independent, depending on the loading conditions on each ball. Understanding this phenomenon helps explain the origin of load-independent power losses, as defined in the Harris model. With regard to REB thermal performance, the study highlights the importance of ball temperature (obtained by numerical simulation), particularly during start-up phases. In conclusion, the developed model enables power losses to be predicted to within a 5% error and REB temperatures within $\pm 1-2^\circ\text{C}$.

Key words : power losses, ball bearing, experimental, thermal, lubrication, hydrodynamic rolling, friction.

Table des matières

AVANT-PROPOS.....	5
RESUME.....	6
ABSTRACT.....	7
NOMENCLATURE.....	10
INTRODUCTION GENERALE	15
CHAPITRE I - COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DU ROULEMENT	19
I.1 INTRODUCTION	20
I.2 GEOMETRIE DU ROULEMENT.....	20
I.3 CHARGEMENT DU ROULEMENT	23
I.4 LUBRIFICATION DU CONTACT	29
I.5 SOURCES DE PERTES DE PUISSANCE	34
I.6 MODELES GLOBAUX.....	39
I.7 MODELISATION THERMIQUE DU ROULEMENT.....	44
I.8 CONCLUSION	47
CHAPITRE II - ANALYSE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A GORGE PROFONDE.....	50
II.1 INTRODUCTION.....	51
II.2 PRESENTATION DES MOYENS EXPERIMENTAUX	52
II.3 ÉTUDE EXPERIMENTALE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A GORGE PROFONDE.....	61
II.4 COMPARAISON AVEC LES MODELES EXISTANTS	68
II.5 CONCLUSION.....	77
CHAPITRE III DEVELOPPEMENT D'UN MODELE THERMOMECHANIQUE POUR LES ROULEMENTS A GORGE PROFONDE.....	80
III.1 INTRODUCTION	81
III.2 MODELE DE PERTES DE PUISSANCE LOCAL.....	81
III.3 MODELISATION THERMIQUE DU ROULEMENT.....	87
III.4 COMPARAISON MODELE THERMOMECHANIQUE – MESURES	94
III.5 SENSIBILITE DU MODELE THERMOMECHANIQUE.....	101
III.6 CONCLUSION	107
CHAPITRE IV - ANALYSE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE.....	110

IV.1	INTRODUCTION.....	111
IV.2	ANALYSE THEORIQUE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE.....	112
IV.3	ETUDE EXPERIMENTALE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE.....	118
IV.4	COMPARAISON AVEC LE MODELE DE PERTES DE PUISSANCE DEVELOPPE.....	125
IV.5	COMPARAISON MODELE THERMIQUE – TEMPERATURES MESUREES.....	129
IV.6	CONCLUSION.....	133
<u>CHAPITRE V - ANALYSE APPROFONDIE DES PERTES DE PUISSANCE GENEREES PAR UN ROULEMENT GP ET CO.....</u>		134
V.1	INTRODUCTION.....	135
V.2	ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA CHARGE RADIALE SUR LES PERTES GENEREES PAR LE ROULEMENT 7210.....	136
V.3	COMPARAISON AVEC LES MODELES GLOBAUX.....	139
V.4	ANALYSE DU LIEN ENTRE LES DIFFERENTS MODELES.....	149
V.5	COMPARAISON ENTRE UN ROULEMENT GP ET UN ROULEMENT CO.....	152
V.6	CONCLUSION.....	157
<u>CONCLUSION GENERALE.....</u>		159
<u>ANNEXES.....</u>		164
<u>BIBLIOGRAPHIE.....</u>		190

Nomenclature

Notations latines :

a	Demi-longueur de l'ellipse dans le sens du roulement	[m]
A	Distance entre les centres des rayons de gorge	[m]
A_c	Aire prise en compte dans le calcul de la traînée	[m ²]
b	Demi-longueur de l'ellipse dans le sens transverse du roulement	[m]
B_r	Nombre de Brinkman	[-]
C_{Bib}	Coefficient de troncature	[-]
c_d	Coefficient de traînée	[-]
c_p	Chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_j	Couple de pertes d'un joint	[N.m]
C_R	Couple de pertes d'un roulement	[N.m]
C_f	Couple de frottement	[N.m]
C_0	Charge statique du roulement	[N]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
d_{joint}	Diamètre intérieur du joint	[m]
d_i	Diamètre intérieur du roulement	[m]
dil	Dilatation thermique de l'élément	[m]
$diff_{th}$	Diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]
D	Diamètre de la bille	[m]
D_e	Diamètre extérieur du roulement	[m]
D_H	Débit d'huile injecté	[m ³ .s ⁻¹]
e_c	Épaisseur de la cage	[m]
E_{eq}	Module d'Young équivalent	[Pa]
f_i, f_e	Conformité des bagues	[-]
f_0, f_1	Paramètres dans le modèle de Harris	[-]
F_r	Charge radiale appliquée sur le roulement	[N]
F_a	Charge axiale appliquée sur le roulement	[N]
F_c	Effort centrifuge	[N]
F_β	Charge équivalente dans le modèle de Harris	[N]
F_{RH}	Force de roulement hydrodynamique	[N]
F_{sl}	Force de glissement	[N]
G^*	Paramètre matériau adimensionnel	[-]
G_{rr}, G_{sl}	Facteurs dépendant du roulement et des conditions de	[-]

	fonctionnement	
G_r	Nombre de Grashof	[-]
h	Décalage du centre de roulement	[m]
h_c	Epaisseur de film d'huile au centre du contact	[m]
H_{Moes}	Epaisseur adimensionnée de film d'huile	[-]
J_{palier}	Jeu dans le palier considéré	[m]
K_n	Raideur de la bille	[N.m ^{-1,5}]
K_p	Raideur du contact	[N.m ^{-1,5}]
L	Longueur caractéristique de l'écoulement ou de l'échange	[m]
L_{Moes}	Paramètre de viscosité adimensionné	[-]
L_{palier}	Longueur du palier	[m]
m_H	Distance critique du ménisque d'huile	[m]
m	Masse d'un nœud	[kg]
M_0, M_1	Couples donnés par le modèle de Harris	[N.m]
M_{rr}, M_{sl}, M_{drag}	Couples donnés par le modèle de SKF	[N.m]
N	Vitesse de rotation de la bague intérieure	[tr.min ⁻¹]
N_{Moes}	Paramètre de charge adimensionné	[-]
N_u	Nombre de Nusselt	[-]
P_e	Nombre de Peclet	[-]
P_d	Jeu diamétral du roulement	[m]
P_0	Charge statique équivalente	[N]
P_r	Nombre de Prandtl	[-]
P_{max}	Pression maximale dans le contact	[Pa]
P_{RH}	Pertes dues au roulement hydrodynamique	[W]
P_c	Pertes liées à la cage	[W]
P_r	Nombre de Prandtl	[-]
P_{tr}	Pertes par traînée	[W]
P_{gl}	Pertes par glissement	[W]
Q_n	Charge appliquée sur une bille	[N]
Q	Flux thermique	[W]
r_i, r_e	Rayons de gorge des bagues	[m]
r_b	Rayon de bille	[m]
r_x	Rayon de piste dans le sens du roulement	[m]
r_y	Rayon de piste dans le sens transverse du roulement	[m]
R_e	Nombre de Reynolds	[-]
R_x	Rayon équivalent dans le sens du roulement	[m]
R_y	Rayon équivalent dans le sens transverse du roulement	[m]

R_{palier}	Rayon du palier	[m]
R_{str}	Résistance thermique de striction	[K.W ⁻¹]
R_{th}	Résistance thermique	[K.W ⁻¹]
S	Surface d'échange	[m ²]
T	Température d'un élément	[K]
U^*	Paramètre de vitesse adimensionnel	[-]
v_{gs}	Vitesse de glissement	[m.s ⁻¹]
v_r	Vitesse de roulement	[m.s ⁻¹]
W^*	Paramètre de charge adimensionnel	[-]
X_0, Y_0	Paramètres pour le calcul de la charge statique équivalente	[-]
x, y	Coordonnées d'un point sur l'ellipse	[m]
X	Fraction d'huile volumique	[-]
Z	Nombre de billes	[-]

Notation grecques :

α	Angle de contact sous charge	[rad]
α^0	Angle de contact géométrique	[rad]
α_p	Coefficient de piézoviscosité	[Pa ⁻¹]
β	Angle de précession	[rad]
β_p	Coefficient de pénétration	[-]
β_{bib}	Paramètre d'ellipticité	[-]
β_{dil}	Coefficient de dilatation	[K ⁻¹]
β'	Angle caractérisant la rotation due au moment gyroscopique	[rad]
γ	Ratio géométrique	[-]
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
ν_{opti}	Viscosité cinématique optimisée	[cst]
ν_p	Coefficient de poisson	[-]
μ	Viscosité dynamique	[Pa. s]
μ_{gl}	Coefficient de frottement	[-]
ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
ρ_{eq}	Somme des courbures équivalentes	[m ⁻¹]
δ_n	Déformation de la bille	[m]
δ_{max}	Déformation de la bille la plus chargée	[m]
δ	Distance au centre de réaction	[m]
δ_r	Déplacement radial du roulement	[m]
δ_a	Déplacement axial du roulement	[m]

ϵ	Emissivité du matériau	[-]
λ	Rapport de courbure	[-]
λ_c	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
χ	Effusivité thermique = $\sqrt{\lambda_c \rho c_p}$	[W.K ⁻¹ .m ² .s ^{1/2}]
κ	Rapport d'ellipticité = $\frac{b}{a}$	[-]
ω	Vitesse de rotation orbitale	[rad.s ⁻¹]
ω_R	Vitesse de rotation de la bille	[rad.s ⁻¹]
ω_m	Vitesse de rotation de la cage	[rad.s ⁻¹]
ω_s	Vitesse de rotation de pivotement	[rad.s ⁻¹]
ϕ_T	Facteur correctif dû à la thermique	[-]
ϕ_A	Facteur correctif dû à la sous-alimentation	[-]
ϕ_{rs}	Facteur de sous-alimentation	[-]
ϕ_{ish}	Facteur de réduction thermique	[-]
ψ_J	Angle de location d'une bille	[rad]

Abréviations :

<i>BI</i>	Bague intérieure
<i>BE</i>	Bague extérieure
<i>GP</i>	Gorge profonde
<i>CO</i>	Contact oblique

Introduction générale

L'étude des pertes de puissance dans les transmissions mécaniques est de premier intérêt au regard des contextes économiques, énergétiques et environnementaux actuels. Il a été récemment montré que les frottements dans les contacts tribologiques sont responsables de 20% de la consommation mondiale d'énergie [1]. En ce qui concerne plus précisément les roulements à billes, les pertes générées par ces composants représenteraient $\sim 1\%$ de la consommation mondiale d'énergie [2]. Ces estimations justifient l'importance de comprendre les phénomènes physiques responsables de cette génération de chaleur, afin de les comprendre, les maîtriser et les améliorer.

L'énergie, sous forme de chaleur, qui est générée au sein de ces systèmes impacte également le système-lui même (dilatations thermiques, caractéristiques de l'huile). Ces modifications impactent à leur tour les pertes générées. Il y a donc un couplage très fort entre les pertes de puissance et la thermique au sein des systèmes mécaniques. C'est pourquoi l'étude des dissipations énergétiques doit s'accompagner d'une analyse thermique.

Dans le cadre de cette thèse de doctorat, le sujet porte sur l'étude thermomécanique des roulements à billes faiblement chargés. Le projet est en collaboration avec Pfeiffer Vacuum (industriel), le LabECAM (laboratoire) et le LaMCoS (laboratoire). Dans les systèmes développés par l'industriel, les roulements représentent une part non négligeable de la consommation énergétique totale du système. De plus, ces composants fonctionnent avec des conditions de fonctionnement particulières : très faible charge, vitesse de rotation modérée, fonctionnement 24h/24, une lubrification particulière et des durées de vie recherchées très élevées. Ainsi, ces composants clés nécessitent une compréhension particulière afin de développer des produits performants.

Afin d'investiguer en détail le sujet, deux approches sont abordées : la modélisation et l'expérimentation. Cette dernière est réalisée sur un banc d'essai dédié aux roulements, au LabECAM. Dans un environnement maîtrisé, les roulements peuvent être étudiés en termes de pertes de puissance (mesure du couple de pertes) et thermique (mesure de températures). Cette première étape dans le projet de thèse permet d'investiguer l'influence de plusieurs paramètres sur le comportement thermomécanique des roulements à billes. Deux types de roulements à billes sont testés dans l'étude : un roulement à gorge profonde et un roulement à contact oblique.

La partie modélisation, très importante dans un objectif de développement produit dans le contexte industriel, est alors investiguée. Le but de l'étude est de prédire à la fois les pertes de puissance générées par le roulement, mais également de prédire l'évolution de température des différents éléments du roulement. Ces deux aspects sont alors explorés à l'aide de modèles existants, mais également à l'aide de nouveaux modèles développés durant la thèse. Le critère de validation des travaux réalisés est donc la comparaison entre les modèles développés et les mesures expérimentales effectuées.

Après avoir présenté le contexte, les objectifs et les attentes du projet, voici la structure du manuscrit :

- Le 1^{er} chapitre s'intéresse à l'étude bibliographique sur les roulements (géométrie, cinématique, lubrification), les sources de pertes de puissance, les modèles existants et les possibles modélisations thermiques.
- Le 2nd chapitre investigate expérimentalement les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde. Le banc d'essai du LabECAM est présenté en détails, ainsi que les essais réalisés et les résultats obtenus. Les mesures expérimentales sont alors comparées à des modèles régulièrement utilisés dans la littérature.
- Le 3^{ème} chapitre s'intéresse au développement d'un nouveau modèle thermomécanique. Le modèle de pertes de puissance développé est local (chaque contribution est calculée au niveau des contacts) et théorique, applicable à un roulement à gorge profonde chargé radialement. Le modèle thermique développé est lui basé sur la méthode des réseaux thermiques.
- Le 4^{ème} chapitre applique le modèle thermomécanique (du chapitre III) à un roulement à contact oblique, chargé radialement et axialement. Une campagne expérimentale est également menée sur ce roulement et une comparaison mesures/expériences est alors effectuée.
- Le 5^{ème} chapitre effectue quant à lui une analyse approfondie des pertes de puissance, dans le roulement à contact oblique dans un premier temps. Pour continuer, un lien est établi entre le modèle de pertes de puissance développé et les modèles de pertes existants. Pour finir, une comparaison est apportée entre les pertes générées par un roulement à gorge profonde et un roulement à contact oblique.
- En conclusion, un bilan des travaux menés sur le comportement thermomécanique des roulements est réalisé. La valeur ajoutée de la thèse, ainsi que les perspectives sur ce sujet sont alors discutées.

Chapitre I - Comportement thermomécanique du roulement

I.1 INTRODUCTION

I.2 GEOMETRIE DU ROULEMENT

I.3 CHARGEMENT DU ROULEMENT

I.4 LUBRIFICATION DU CONTACT

I.5 SOURCES DE PERTES DE PUISSANCE

I.6 MODELES GLOBAUX

I.7 MODELISATION THERMIQUE DU ROULEMENT

I.8 CONCLUSION

I.1 Introduction

Dans un palier, les contacts entre les différentes surfaces et les interactions avec le lubrifiant génèrent des pertes de puissance. Cette chaleur se dissipe alors, à la fois dans les pièces solides, mais également dans le lubrifiant. C'est cet ensemble de phénomènes qui doit être étudié tout au long du manuscrit. Le présent chapitre a pour objectif d'explorer ce comportement thermomécanique dans les roulements à billes au travers de la littérature.

Premièrement, la géométrie du roulement est présentée, de manière globale, puis de manière plus précise en s'intéressant à la micro-géométrie. Deuxièmement, la cinématique est investiguée, notamment les mouvements relatifs entre les différents composants. Pour continuer, le chargement du roulement est étudié et plus précisément la répartition de charge sur chaque bille.

L'analyse se poursuit en s'intéressant aux contacts lubrifiés, qui font notamment ressortir la notion d'épaisseur de film d'huile et de régimes de lubrification. Les pertes de puissance que l'on retrouve dans un roulement sont alors présentées et discutées. Les phénomènes étant complexes, les modèles de pertes de puissance globaux sont alors présentés afin d'avoir une première estimation. Pour finir, l'étude s'intéresse aux modèles thermiques existants, qui permettent d'étudier la dissipation de chaleur au sein de systèmes mécaniques.

I.2 Géométrie du roulement

De manière générale, un roulement est constitué d'une bague extérieure (BE), une bague intérieure (BI), une cage, et d'éléments roulants (billes dans l'étude actuelle), ces éléments sont montrés sur la Figure I.1.

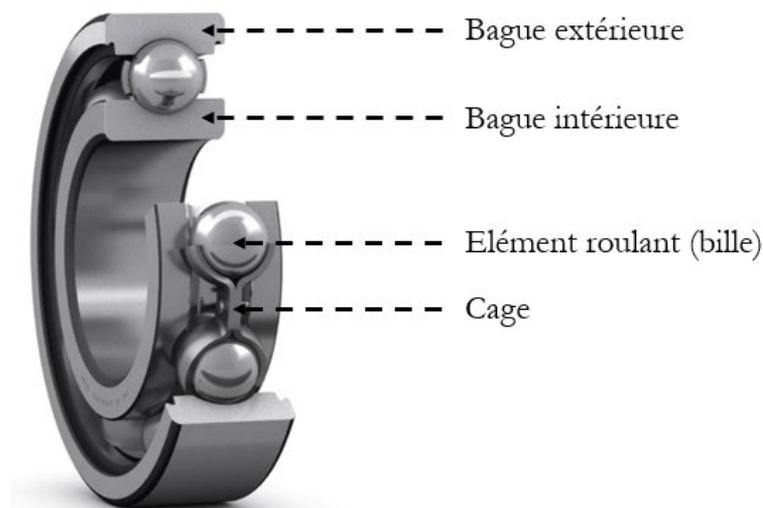


Figure I.1. Éléments du roulement

Tout d'abord, la macro-géométrie du roulement nécessite d'être présentée.

I.2.1 Macro-géométrie

Le roulement est usuellement défini par sa macro-géométrie, comme indiqué sur la Figure I.2.

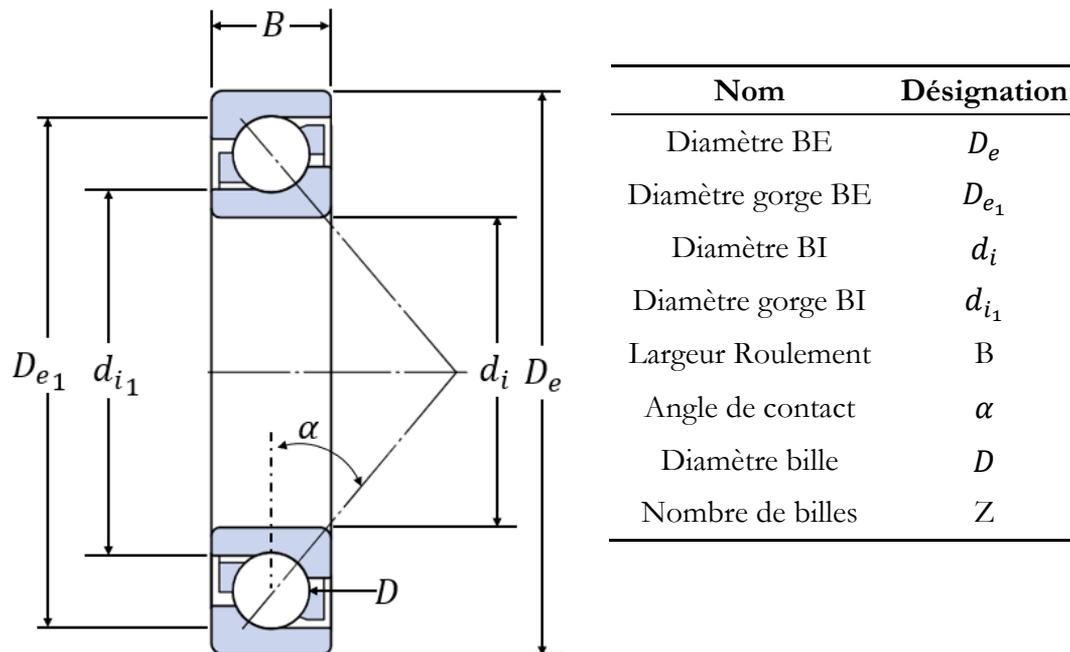


Figure I.2. Géométrie du roulement

À partir de ces caractéristiques, deux autres paramètres régulièrement utilisés peuvent être définis : le diamètre moyen d_m et le ratio géométrique γ :

$$d_m = \frac{D_e + d_i}{2} \quad (I.1)$$

$$\gamma = \frac{\cos \alpha \cdot D}{d_m} \quad (I.2)$$

Le diamètre moyen, en combinaison de la vitesse de rotation N , est notamment utilisé pour définir la plage de fonctionnement. L'application est considérée en haute vitesse si le produit $N d_m$ est supérieur à 10^6 [3]. Autrement, l'application peut être dite à vitesse modérée.

I.2.2 Géométrie interne

La géométrie interne peut être présentée en considérant un roulement quelconque, et où une des bagues est poussée axialement, sans appliquer de charge, juste ce qui est nécessaire afin de mettre en contact les bagues et les billes. Cette situation est représentée sur la Figure I.3.

Le jeu diamétral du roulement P_d permet d'établir l'angle de contact libre α^0 (lorsqu'aucune charge n'est appliquée). Cet angle est à différencier de l'angle de contact α , défini en fonctionnement, sous charge.

L'angle α^0 se définit géométriquement :

$$\alpha^0 = \cos^{-1}\left(1 - \frac{P_d}{2A}\right) \quad (I.3)$$

Avec A , la distance entre les centres des rayons de gorge :

$$A = r_i + r_e - D \quad (I.4)$$

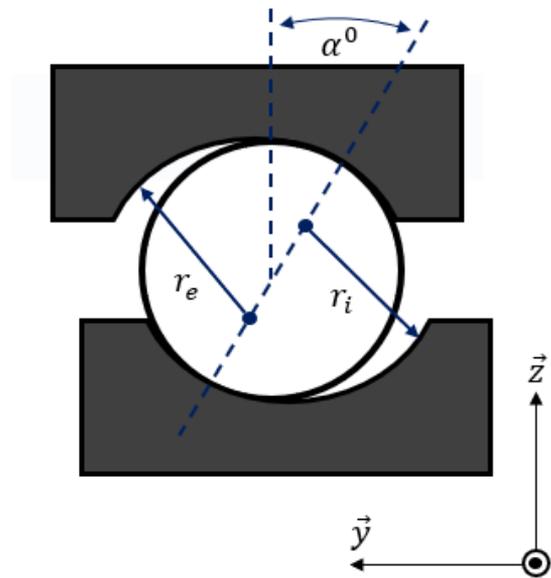


Figure I.3. Géométrie interne du roulement

I.2.3 Géométrie des contacts Billes/Bagues

Les surfaces billes/bagues en contact sont des ellipsoïdes. Les paramètres nécessaires pour les définir sont : le rayon de la bille (r_{B_x} et r_{B_y}), les rayons de piste des bagues dans le sens du mouvement (r_{x_e} et r_{x_i}) et dans le sens transverse (r_{y_e} et r_{y_i}). Les différents paramètres sont représentés sur la Figure I.4.

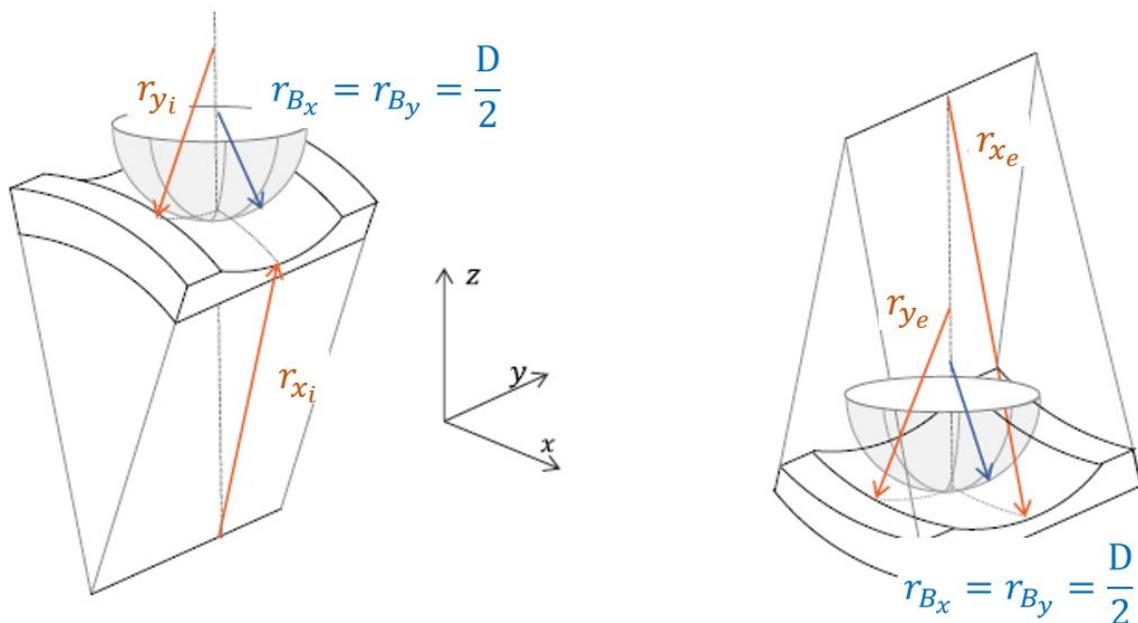


Figure I.4. Contacts pistes/bille

Les rayons sont définis géométriquement :

$$r_{B_x} = r_{B_y} = \frac{D}{2} \quad (I.5)$$

$$\begin{cases} r_{y_e} = -f_e \cdot D \\ r_{x_e} = -D \frac{(1 + \gamma)}{2\gamma} \end{cases} \quad (I.6)$$

$$\begin{cases} r_{y_i} = -f_i \cdot D \\ r_{x_i} = D \frac{(1 - \gamma)}{2\gamma} \end{cases} \quad (I.7)$$

Avec f_i et f_e , respectivement les conformités des pistes de la BI et de la BE. Ces valeurs sont généralement comprises entre 0.51 et 0.53. Niel [4] propose également une méthode afin de calculer ces valeurs, en passant par la norme ISO 76 [5].

I.2.4 Géométrie du contact équivalent Bille/Bague

Afin d'étudier un contact ponctuel ou elliptique, il est courant de ramener la surface de la piste à une surface plane [6]. Des rayons équivalents sont alors calculés :

$$\begin{cases} R_{x_i} = \frac{D(1 - \gamma)}{2} \\ R_{x_e} = \frac{D(1 + \gamma)}{2} \end{cases} \quad (I.8)$$

$$\begin{cases} R_{y_i} = \frac{f_i D}{2f_i - 1} \\ R_{y_e} = \frac{f_e D}{2f_e - 1} \end{cases} \quad (I.9)$$

Ainsi que la somme des courbures équivalentes ρ_{eq} :

$$\begin{cases} \rho_{eq_i} = \frac{1}{R_{x_i}} + \frac{1}{R_{y_i}} = \frac{4 + \frac{2\gamma}{1 - \gamma} - \frac{1}{f_i}}{D} \\ \rho_{eq_e} = \frac{1}{R_{x_e}} + \frac{1}{R_{y_e}} = \frac{4 - \frac{2\gamma}{1 + \gamma} - \frac{1}{f_e}}{D} \end{cases} \quad (I.10)$$

La géométrie du roulement a été posée, notamment le contact bille/bague non chargée. La géométrie de la cage n'est cependant pas présentée ici car il est difficile d'obtenir des dimensions géométriques précises. De plus, l'impact de la cage sera négligé dans la suite de l'étude. La prochaine section va s'intéresser au chargement du roulement.

I.3 Chargement du roulement

Le roulement, qu'il soit à gorge profonde (GP, cf. Figure I.1) ou à contact oblique (CO, cf. Figure I.2) peut être chargé radialement et axialement. La notion de charge statique équivalente est alors introduite.

I.3.1 Charge statique équivalente

Cette charge correspond à une charge radiale fictive qui, si elle était appliquée, entraînerait la même déformation que les charges réellement appliquées. Elle s'obtient à partir de la formule générale suivante [7]:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (\text{I.11})$$

Les valeurs X_0 et Y_0 dépendent du type de roulement, elles sont données pour un roulement GP et un roulement CO dans le Tableau I.1.

Tableau I.1. Valeurs de X_0 et Y_0

Désignation	X_0	Y_0
Roulement GP	0,6	0,5
Roulement CO – $\alpha^0 = 40^\circ$	0,5	0,26

I.3.2 Répartition de charge

D'un point de vue plus détaillé, au sein du roulement, les charges appliquées se répartissent sur les billes. Ainsi, pour une charge axiale, toutes les billes sont chargées de manière équivalente. En revanche, pour un chargement purement radial, seules quelques billes sont chargées. Plusieurs méthodes permettent de calculer la répartition de charge au sein du roulement, parmi lesquelles :

- Modèle « simplifié » [8], la répartition est calculée à partir d'hypothèses fortes et il n'est alors plus possible de complexifier le modèle. Cette approche est intéressante dans le cas où le seul objectif est d'avoir un ordre de grandeur des charges de contact. La répartition de charge est calculée à partir de la charge sur l'élément roulant le plus chargé.
- Modèle quasi-statique : l'équilibre statique de la bille est réalisé. Cette approche permet notamment de prendre en compte des effets centrifuges au niveau des contacts, du glissement... C'est donc une modélisation intéressante afin d'avoir la possibilité de modéliser des phénomènes plus complexes. Cette approche est très souvent utilisée dans la littérature [9],[10],[11].
- Modèle dynamique : c'est la modélisation la plus complexe, elle permet d'investiguer le comportement temporel du roulement et des phénomènes complexes [12] (mouvement de cage par exemple).

Par rapport à la problématique de l'étude, le calcul de la distribution de charge à l'aide d'un modèle quasi-statique semble être un choix pertinent car il permet d'analyser le comportement interne du roulement de manière assez accessible, tout en laissant la possibilité de complexifier la modélisation par la suite. Le modèle implémenté sera présenté dans le Chapitre III. En considérant la charge appliquée sur chaque contact, il est possible d'accéder aux informations de la zone de contact déformée, qui est une ellipse dans le cas des contacts elliptiques [13] (cf. Figure I.5).

La demi-longueur de l'ellipse dans le sens du roulement (a) et la demi-longueur de l'ellipse dans le sens transverse au roulement (b), sont estimées à partir de [6] :

$$a = a' \cdot \left(\frac{3 \cdot Q_n}{\rho_{eq} \cdot E_{eq}} \right)^{1/3} \quad (I.12)$$

$$b = b' \cdot \left(\frac{3 \cdot Q_n}{\rho_{eq} \cdot E_{eq}} \right)^{1/3} \quad (I.13)$$

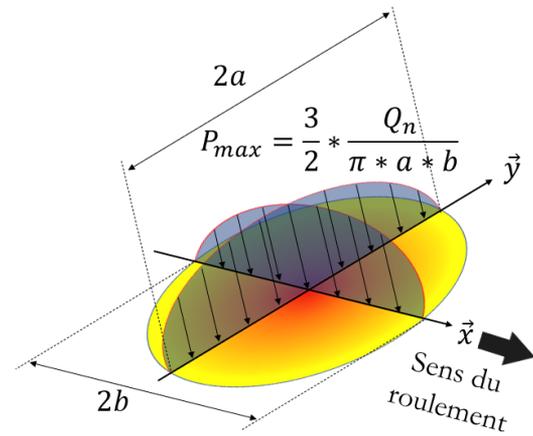


Figure I.5. Ellipse de contact

Avec :

a', b'	Constantes qui sont données dans [7]	[-]
E_{eq}	Module d'Young équivalent = $2 \left(\frac{1-\nu_{p1}^2}{E_1} + \frac{1-\nu_{p2}^2}{E_2} \right)^{-1}$	[Pa]
ν_p	Coefficient de poisson	[-]
Q_n	Charge au niveau du contact	[N]
ρ_{eq}	Somme des courbures équivalentes	[m ⁻¹]

Par ailleurs, la pression maximale au centre de l'ellipse peut être estimée [7] :

$$P_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_n}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (I.14)$$

Et la déformation d'une bille est définie par :

$$\delta_n = \left(\frac{Q_n}{K_n} \right)^{\frac{1}{1.5}} \quad (I.15)$$

Avec :

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_{pi}} \right)^{\frac{1}{1.5}} + \left(\frac{1}{K_{pe}} \right)^{\frac{1}{1.5}}} \right]^{1.5} \quad (I.16)$$

Et :

$$K_p = \frac{2^{1.5}}{3} E_{eq} \cdot \rho_{eq}^{-0.5} \cdot \delta^{*-1.5} \quad (I.17)$$

Avec :

K_p	Raideur équivalente de contact bague/bille	[N.m ^{-1.5}]
δ^*	Déplacement adimensionnel donné dans [7]	[-]

À partir des informations géométriques définies jusqu'à présent, la cinématique du roulement peut être étudiée.

I.3.3 Cinématique du roulement

La cinématique du roulement est complexe à modéliser. La principale difficulté provient de la prise en compte du glissement au niveau des contacts, qui modifie les vitesses théoriques. Dans un premier temps la cinématique est étudiée sans glissement :

I.3.3.1 Cas sans glissement

Les vitesses des différents éléments du roulement sont montrées sur la Figure I.6. En considérant la BE fixe, $n_e = v_e = 0$.

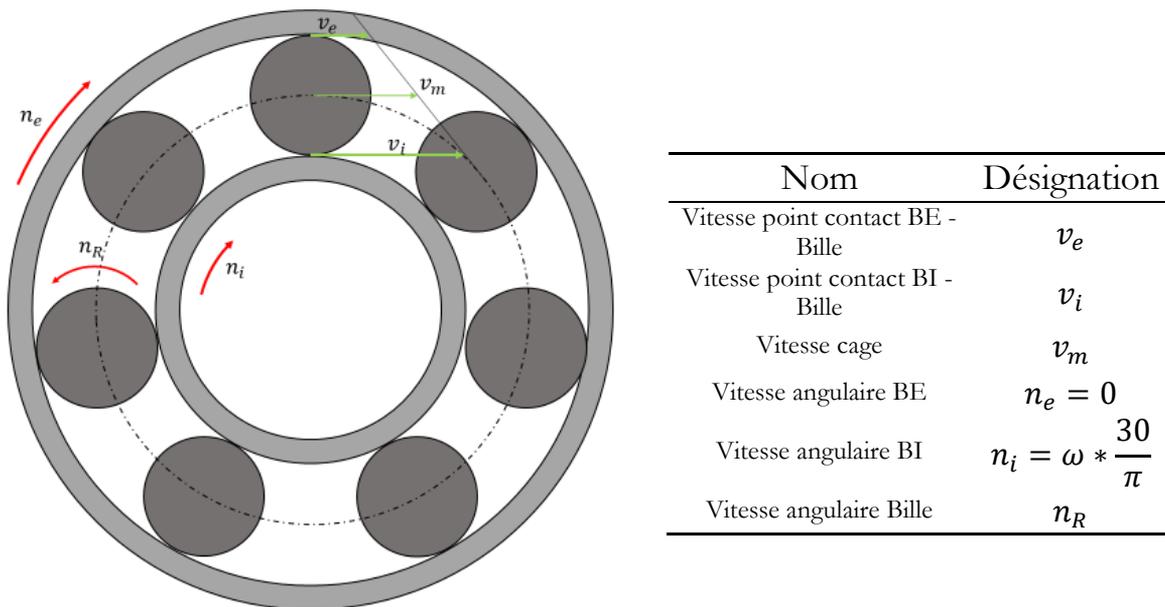


Figure I.6. Cinématique du roulement

La vitesse de la bague intérieure s'écrit alors :

$$v_i = \omega \frac{d_m}{2} (1 - \gamma) \quad (I.18)$$

La vitesse de la cage est définie par :

$$v_m = \frac{v_i}{2} = \omega \frac{d_m}{4} (1 - \gamma) \quad (I.19)$$

I.3.3.2 Cas avec glissement

Plusieurs phénomènes de glissement peuvent intervenir dans le roulement :

- Glissement pur, qui est dû à des efforts de traction opposés au mouvement des billes. La bille n'arrive alors pas à atteindre sa vitesse orbitale théorique (sans glissement). Une vitesse de glissement moyenne peut alors être considérée. Ce phénomène est illustré sur la Figure I.7(a). Les rayons de courbure peuvent également venir impacter la cinématique du contact (micro-sliding). De nombreux travaux de chercheurs ont permis de comprendre ces phénomènes, notamment Heathcote [14], Poritsky [15] ou encore Johnson [16].

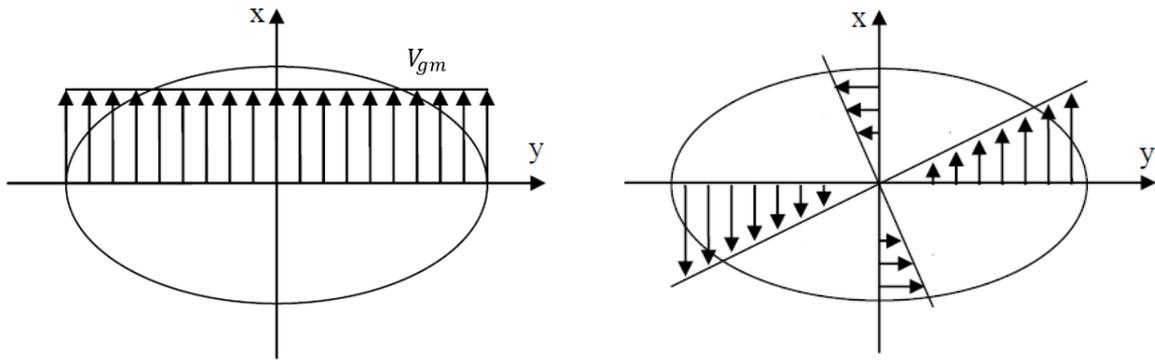


Figure I.7. Glissement sur la zone de contact (a) Glissement pur (b) Pivotement pur

- Glissement par pivotement (cf. Figure I.7(b)) : lorsqu'un angle de contact est présent, la bille tourne autour d'un axe de rotation passant par les centres des points de roulement sans glissement. Du glissement est présent sur la zone de contact. La vitesse de glissement se calcule comme suit, à partir de la rotation orbitale de pivotement ω_S :

$$v_{gp}(x, y) = \omega_S \sqrt{x^2 + y^2} \quad (I.20)$$

- Glissement par effet gyroscopique : lorsque ces effets deviennent importants à haute vitesse, la bille subit un glissement latéral, ce qui entraîne un déplacement du centre de roulement sans glissement d'une distance h , comme montré sur la Figure I.8(a). Ces effets sont généralement négligés pour des vitesses modérées [7].

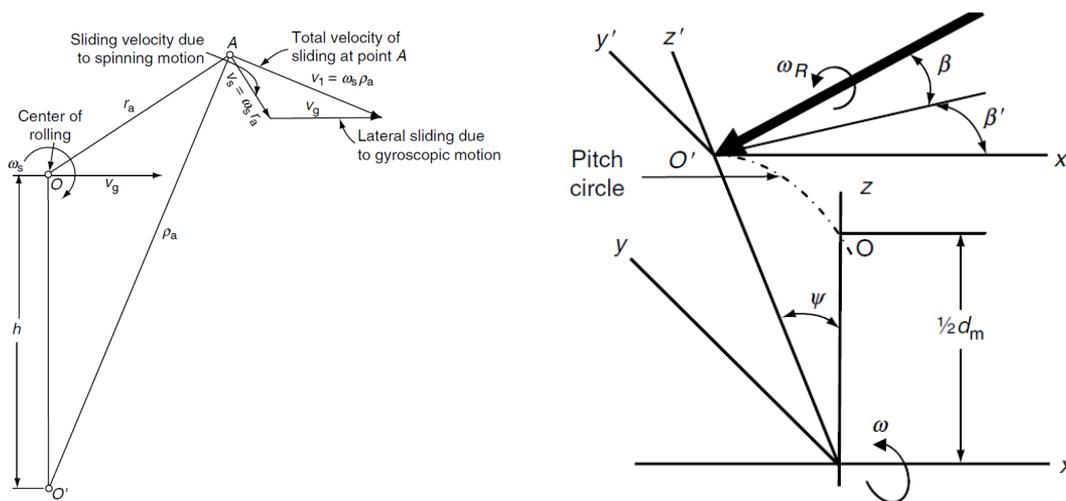


Figure I.8. (a) Effet du moment gyroscopique [7] (b) Paramétrage de la cinématique [7]

En bilan, la Figure I.8(b) montre le paramétrage utilisé pour définir les différentes vitesses. L'angle ψ caractérise la position angulaire d'une bille. L'angle de précession β rend compte de la rotation de la bille sur elle-même et l'angle β' caractérise la rotation due au moment gyroscopique.

L'analyse de Jones [17] définit alors la vitesse de glissement le long de l'ellipse (l'indice n définit soit la bague extérieure d'indice e , ou la bague intérieure d'indice i) :

$$v_{gs_n} = -\frac{d_m}{2}\omega_n + \left\{ (R_n^2 - x_n^2)^{\frac{1}{2}} - (R_n^2 - a_n^2)^{\frac{1}{2}} + \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - a_n^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \\ * \left(\frac{\omega_R}{\omega_n} \cos \beta \cos \beta' \cos \alpha_n + \frac{\omega_R}{\omega_n} \sin \beta \sin \alpha_n - \cos \alpha_n \right) \omega_n \quad (I.21)$$

Avec $R_n = \frac{2 f_n D}{2 f_{n+1}}$ et ω_n , la rotation relative de la BE ou la BI par rapport à la bille ; l'indice n réfère à la BE ou la BI.

L'analyse précise de la cinématique du roulement nécessite en principe le développement d'un modèle complexe qui calcule les efforts de glissement au niveau de chaque contact et qui prend en compte les vitesses comme inconnues à résoudre [7]. En revanche, Jones [17] posa l'hypothèse simplificatrice du contrôle par la BE. Cette hypothèse permet de supposer que le glissement par pivotement est nul sur la BE. En complément, le moment gyroscopique est négligé ($\beta' = 0$). Des efforts centrifuges peuvent toujours être considérés, ce qui amène à des angles de contacts BE et BI différents. L'angle de précession β est alors défini par :

$$\tan \beta = \frac{\sin \alpha_e}{\cos \alpha_e + \gamma} \quad (I.22)$$

La vitesse de rotation de la bille s'écrit alors :

$$\frac{\omega_R}{\omega} = \frac{1}{\left(\frac{\cos \alpha_e + \tan \beta \sin \alpha_e}{1 + \gamma \cos \alpha_e} + \frac{\cos \alpha_i + \tan \beta \sin \alpha_i}{1 - \gamma \cos \alpha_i} \right) \gamma \cos \beta} \quad (I.23)$$

La vitesse de rotation de la cage :

$$\frac{\omega_m}{\omega} = \frac{1 - \gamma \cos \alpha_i}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_e)} \quad (I.24)$$

La vitesse de la BE par rapport à la bille :

$$\omega_e = -\omega_m \quad (I.25)$$

Et la vitesse de la BI par rapport à la bille :

$$\frac{\omega_i}{\omega_R} = -\frac{\gamma(\cos \beta + \sin \beta \tan \alpha_i)}{1 + \gamma} \quad (I.26)$$

L'hypothèse de contrôle par la BE a été discutée dans la littérature [18],[19],[20] et cela a confirmé la validité de l'hypothèse. Après avoir présenté la cinématique du roulement, un autre aspect lié au contact doit être pris en compte : la lubrification.

I.4 Lubrification du contact

Le roulement peut être lubrifié de plusieurs manières différentes. La graisse est la méthode la plus répandue [21]. Dans le cadre de cette étude, c'est une lubrification par injection qui est étudiée. La lubrification permet de diminuer le bruit, réduire le frottement [22] mais également de refroidir le roulement [21]. La lubrification a donc un rôle très important dans le comportement thermomécanique du roulement.

I.4.1 Caractéristiques des huiles

Une application donnée nécessite des caractéristiques de lubrifiant particulières, en fonction des contraintes spécifiées. Pour les huiles, les principales caractéristiques sont [23] :

- La masse volumique ρ [kg/m³]. Pour une huile minérale, elle varie généralement entre 800 et 1000 kg/m³. Cette caractéristique varie peu avec la température : environ 0.6 kg/m³/°C [23].
- La viscosité cinématique ν [m²/s], elle varie fortement en fonction de la température, de manière exponentielle. D'après [24] :

$$\log(\log(\nu + 0,6)) = A_\nu \cdot \log(T) + B_\nu \quad (I.27)$$

Avec ν en cSt, T en Kelvin. Les constantes A_ν et B_ν sont déterminées à partir des viscosités connues, souvent à 20°C et 100°C.

$$\left\{ \begin{array}{l} A_\nu = \frac{B_\nu - \log(\log(\nu_{20} + 0,6))}{\log(T_{20})} \\ B_\nu = \frac{\log(\log(\nu_{100} + 0,6)) - \log(\log(\nu_{20} + 0,6))}{\log(T_{20}) * \log(T_{100})} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\log(T_{100})}{\log(T_{20})}} \end{array} \right. \quad (I.28)$$

- La viscosité dynamique μ [Pa. s] est obtenue à partir de la viscosité cinématique et de la masse volumique :

$$\mu = \nu \cdot \rho \quad (I.29)$$

Avec μ en Pa.s ; ν en m²/s ; ρ en kg/m³.

- Le coefficient de piézoviscosité α_p [1/Pa]. La viscosité, en plus d'être très dépendante de la température, est fortement influencée par la pression P au contact. Le coefficient de piézoviscosité permet de décrire ce comportement, et intervient par exemple dans la relation de Barus [25] :

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot P} \quad (I.30)$$

Avec μ_0 la viscosité dynamique à pression atmosphérique;

L'huile utilisée dans cette étude est une huile de transmission standard, de référence TPM 7329S. Ses caractéristiques sont présentées dans le Tableau I.2 .

Tableau I.2. Caractéristiques de l'huile TPM 7329S

Désignation	Valeur	Unité
Viscosité cinématique à 20°C	83,58	[cSt]
Viscosité cinématique à 100°C	7,787	[cSt]
Masse volumique à 20°C	864,6	[kg.m ⁻³]
Coeff. Piézo-viscosité	20*10 ⁻⁹	[Pa ⁻¹]

I.4.2 Au niveau du contact

Dans un contact lubrifié, de l'huile est présente entre les surfaces des deux pièces en contact. La courbe de Stribeck [26] (cf. Figure I.9) présente l'évolution du coefficient de frottement en fonction du ratio entre la hauteur d'huile et la rugosité des surfaces. Trois régimes se distinguent alors :

1. **Le régime limite** : il est caractérisé par un coefficient de frottement important dû aux contacts directs entre les aspérités des surfaces.
2. **Le régime en film complet** : à l'inverse du précédent, il n'y a aucun contact entre les deux pièces. Un film d'huile sépare complètement les surfaces. Le coefficient de frottement est faible et l'usure quasi négligeable. C'est ce régime qui est utilisé pour le guidage en rotation ou en translation. Les principes hydrodynamiques peuvent être appliqués dans ce cas de figure. Lorsque la pression au niveau de ce contact est suffisamment forte, les pièces peuvent se déformer élastiquement et le fluide se comporte comme un solide. C'est pourquoi on parle de contact élasto-hydrodynamique (EHD).
3. **Le régime mixte** : à mi-chemin entre les deux précédents régimes, il est intéressant car il permet de travailler sur une large plage de coefficient de frottement. Le contact se fait sur les aspérités et sur le fluide.

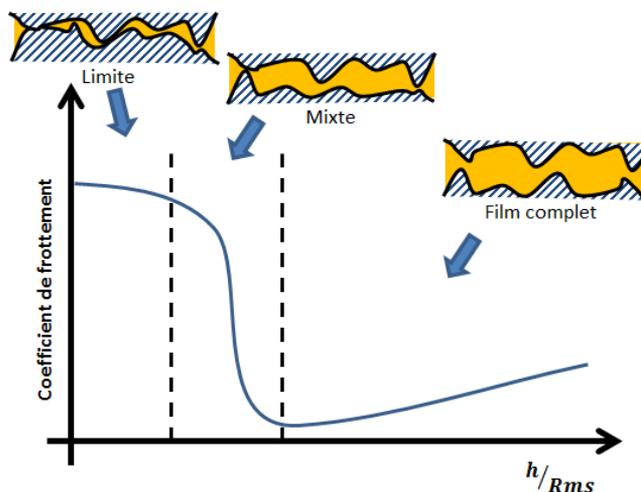


Figure I.9. Courbe de Stribeck [26]

Très généralement, les contacts dans les roulements sont considérés en film complet, dans le régime EHD. L'historique de recherche sur ce contact a été étudiée par Dowson [27] en 1976,

puis plus récemment par Marian [28]. L'ensemble des travaux réalisés dans ce domaine est basé sur les équations de Reynolds [29].

I.4.3 Description du contact

Le contact EHD se caractérise par un film complet d'huile entre les deux pièces. La Figure I.10 montre l'évolution de la pression et de l'épaisseur du film d'huile en amont, dans et en aval du contact.

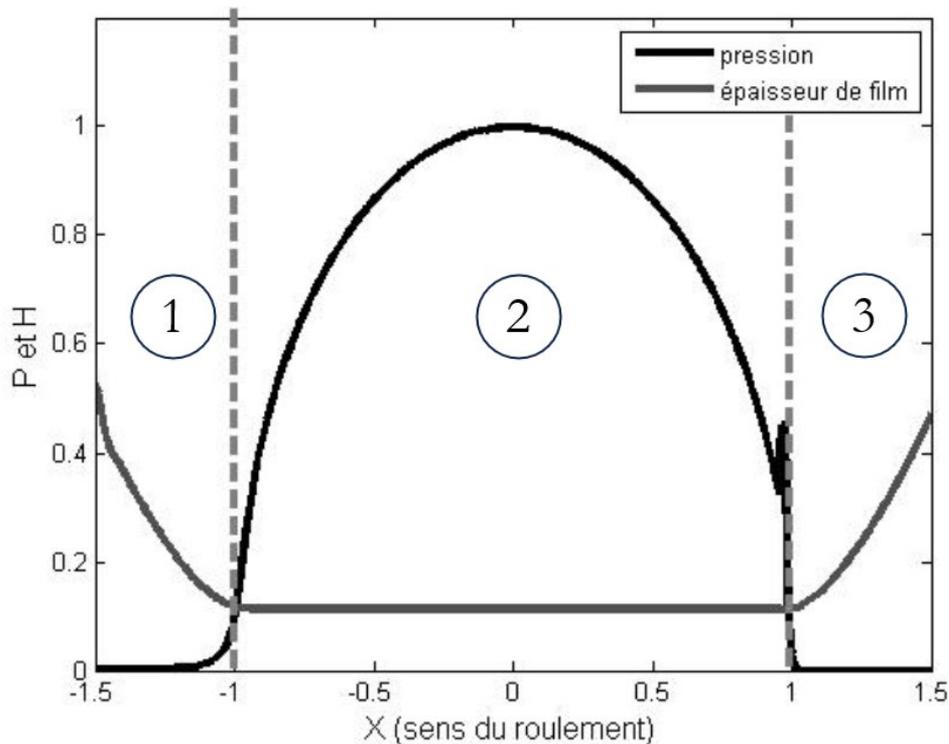


Figure I.10. Evolution de la pression et de l'épaisseur de film d'huile au sein d'un contact EHD [30]

- La première zone concerne l'entrée du contact. L'épaisseur de film diminue jusqu'à atteindre la valeur au centre du contact. La pression subit un fort gradient lors de l'arrivée au contact.
- La seconde zone présente le contact, la pression atteint une valeur maximale au centre du contact (Pression de Hertz). L'épaisseur de film est minimale aux abords du centre de contact.
- La troisième zone montre la sortie de contact, avec une épaisseur de film qui augmente et une pression qui devient nulle. Un pincement du film d'huile est présent en sortie de contact, ce qui se traduit par un pic de pression.

Un aspect important dans les contacts EHD concerne l'épaisseur de fluide entre les solides. Les pionniers dans ce domaine sont Higginson et Dowson [31] qui, dès 1966, parviennent à une formulation pour estimer cette épaisseur de film dans un contact plan/cylindre. Quelques années plus tard, Dowson et Hamrock [32] développent une formule similaire mais qui concerne l'épaisseur de film h_c au centre de contacts elliptiques :

$$h_c^{DH} = 1,691 \cdot R_x \cdot U^{*0,67} \cdot G^{*0,53} \cdot W^{*-0,067} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73\kappa}) \quad (I.31)$$

Avec U^* , G^* et W^* qui représentent les paramètres adimensionnels de Dowson :

$$U^* = \frac{v_r \mu}{E_{eq} R_x} \quad (I.32)$$

$$G^* = \alpha_p \cdot E_{eq} \quad (I.33)$$

$$W^* = \frac{Q_n}{E_{eq} R_x^2} \quad (I.34)$$

$$\kappa = \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{\frac{2}{\pi}} \quad (I.35)$$

Avec :

v_r	Vitesse de roulement	[m.s ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique à pression ambiante	[Pa.s]
E_{eq}	Module élastique équivalent	[Pa]
α_p	Coefficient de piézo-viscosité	[Pa ⁻¹]
Q_n	Charge normale au contact	[N]

D'autres travaux qui ont contribué à l'évolution de la prédiction de l'épaisseur du film d'huile dans le régime EHD peuvent également être cités : Greenwood [33], Johnson [34], Lubrecht [35], Chittenden [36] [37] ou encore Nijenbanning *et al.* [38]. En revanche, en film complet, le régime EHD n'est pas le seul régime qui peut être rencontré. En effet, le film d'huile ne se forme pas de manière similaire en fonction de la charge appliquée, de la viscosité de l'huile, de la vitesse, ou encore de l'ellipticité. Le régime en film complet d'huile peut être redivisé en 4 sous-régimes [34] :

- Régime Iso-visqueux rigide (IVR), généralement appelé « hydrodynamique ». Les épaisseurs de film d'huile sont élevées et les pressions de contact faibles. Les pressions de contact n'entraînent pas de déformation élastique des pièces ni de variations de viscosité au sein du contact.
- Régime Iso-visqueux élastique (IVE) : Les pressions de contact entraînent une déformation des pièces en contact mais la pression n'est pas assez élevée pour altérer la viscosité.
- Régime Piézo-visqueux élastique (PVE), souvent appelé élasto-hydrodynamique (EHD). C'est ce régime qui est généralement rencontré dans les transmissions de puissance. Les fortes pressions de contact entraînent une déformation des pièces et des variations de viscosité au sein du contact.
- Régime Piézo-visqueux rigide, également appelé « soft EHL » [39]. Ce cas de figure est présent lorsque les pressions de contact altèrent la viscosité du lubrifiant mais ne déforment pas les pièces en contact.

L'étude du régime de lubrification permet principalement de prédire l'épaisseur de film d'huile au niveau du contact. Plusieurs études dans la littérature permettent cette estimation, dans chacun des régimes. Dans le cadre de cette étude, ce qui nous intéresse concerne l'identification du régime de lubrification. Pour ce faire, les travaux de Moes [40],[41] sont pertinents car ils permettent, à partir de simples critères, d'avoir une représentation graphique des différents régimes. Ces représentations seront développées dans le Chapitre IV.

I.4.4 Formulations correctives des épaisseurs de film d'huile

Les formulations d'épaisseur de film d'huile ont principalement été obtenues par des méthodes numériques [42]. Par la suite, des recherches expérimentales ont investigué des réductions de cette épaisseur de film en conditions de fonctionnement. Deux coefficients sont souvent considérés :

- 1) Un coefficient qui prend en compte l'effet de la thermique sur l'épaisseur du film d'huile. En entrée de contact, le film d'huile est cisailé. Ce cisaillement génère de la chaleur qui augmente la température et diminue la viscosité de l'huile. Cheng [43] identifie ce phénomène et propose ainsi un coefficient ϕ_T :

$$\phi_T = \frac{1 - 13,2 \cdot \frac{P_{\max}}{E_{eq}} \cdot B_r^{0,42}}{1 + 0,213 \cdot \left(1 + 2,23 \cdot \left(\frac{v_{gs}}{v_r}\right)^{0,83}\right) \cdot B_r^{0,64}} \quad (\text{I.36})$$

Avec P_{\max} la pression maximale dans le contact ; B_r le nombre de Brinkman ; v_{gs} et v_r sont les vitesses de glissement et de roulement. Sadeghi [44] [45] a également étudié les effets thermiques au sein du contact. Il montre que lorsque le glissement est très faible, la température du contact est peu impactée.

- 2) Le second coefficient concerne le contact sous-alimenté en lubrifiant. En effet, sous certaines conditions de fonctionnement il se peut qu'il n'y ait pas assez d'huile afin de former en intégralité l'épaisseur de film d'huile. Afin d'appréhender ce phénomène, Dowson [46] introduit la notion de ménisque d'huile (cf. Figure I.11), positionné à une distance x_M du contact. Si cette distance est inférieure à une distance critique m_H alors le contact est considéré comme sous-alimenté et le coefficient ϕ_A doit être pris en compte :

$$\phi_A = \left(\frac{x_M - 1}{m_H - 1}\right)^{0,25} \quad (\text{I.37})$$

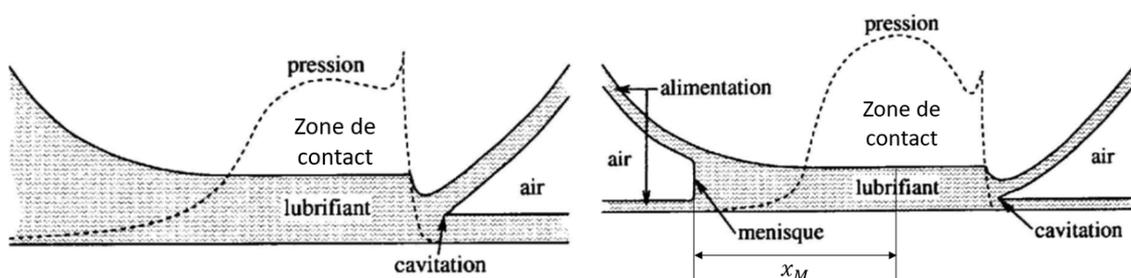


Figure I.11. Description du ménisque d'huile [46]

Néanmoins, la sous-alimentation est un phénomène complexe. Plusieurs auteurs tels que Wedeven [47], Chevalier [48], Damiens [49], Cann [50] ou encore Olaru [51] ont travaillé sur ce phénomène et ont développé des modèles prédictifs.

Pour conclure, l'épaisseur du film d'huile est corrigée à l'aide des deux coefficients présentés :

$$h_c^{DH} \text{ corrigé} = \phi_T \cdot \phi_A \cdot h_c^{DH} \quad (\text{I.38})$$

I.5 Sources de pertes de puissance

Lors du fonctionnement, plusieurs sources de pertes de puissance sont identifiables (cf. Figure I.12) :

- 1 : Pertes au contact corps roulants/BE ;
- 2 : Pertes au contact corps roulants/BI ;
- 3 : Pertes au contact cage /bague ;
- 4 : Pertes au contact cage/corps roulants ;
- 5 : Pertes au contact bille/lubrifiant.

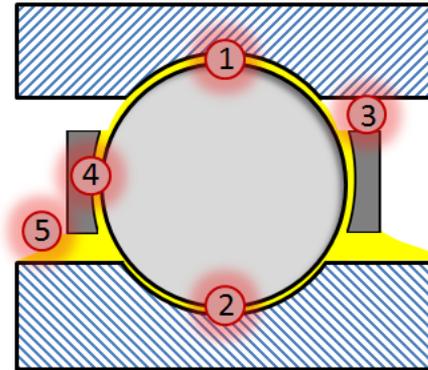


Figure I.12. Sources de pertes de puissance dans un roulement [52]

I.5.1 Pertes aux contacts billes/bagues

Plusieurs phénomènes peuvent être considérés sur ces contacts :

I.5.1.1 Glissement

Lors du fonctionnement, le film d'huile est cisailé au niveau du contact, à cause des phénomènes de glissement évoqués précédemment. Plusieurs auteurs ont cherché à développer des formules analytiques afin de caractériser le coefficient de frottement, voici celles que l'on peut citer :

- Nelias [53], qui prend en compte un modèle de Ree-Eyring [54] [55] pour modéliser le comportement cisailé du fluide.
- Diab [56] qui permet le calcul d'une contrainte de cisaillement dans le régime EHD, mais également dans le régime mixte ou sec, avec une contribution du fluide et une contribution des aspérités des pièces en contact. Ce modèle est principalement utilisé dans les applications d'engrenage [57][58].

A partir du coefficient de frottement, les pertes de puissance par glissement sont obtenues par intégration sur la zone de contact :

$$P_{gl} = \int_{-a}^a \int_{-b}^b \mu_{gl} Q_n v_{gl} dx dy \quad (\text{I.39})$$

L'analyse du glissement peut donc être très complexe au niveau du contact. Une première approche, plus simple afin d'aborder le problème, est de considérer un coefficient de frottement moyen au niveau du contact. C'est notamment ce qui est proposé dans [7].

I.5.1.2 Pertes par déformation élastique

En raison de la déformation et du mouvement du corps roulant (cf. Figure I.13) sur la bague, une force tangentielle est nécessaire pour vaincre la résistance au roulement.

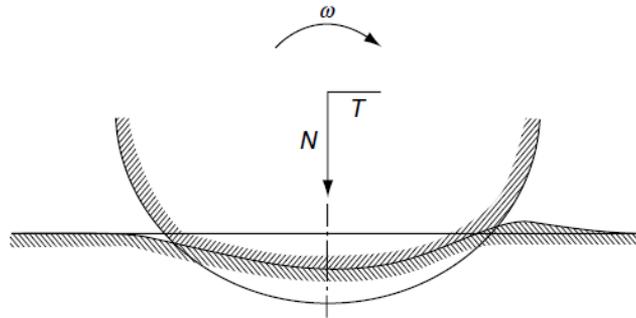


Figure I.13. Description du phénomène de déformation élastique [7]

Plusieurs travaux ont cherché à estimer ces pertes [59]. Néanmoins, elles sont dépendantes de la charge et restent faibles par rapport aux autres contributions [7]. Elles seront négligées dans la suite de l'étude car le sujet porte sur les roulements faiblement chargés.

I.5.1.3 Pertes par roulement hydrodynamique

Le roulement hydrodynamique est un phénomène qui a beaucoup fait débat dans la littérature. L'existence de ce phénomène n'est pas discutée mais plutôt comment il doit être considéré. Le roulement hydrodynamique est dû à la résistance de l'huile en entrée de contact. 3 cas, montrés sur la Figure I.14, ont alors été considérés :

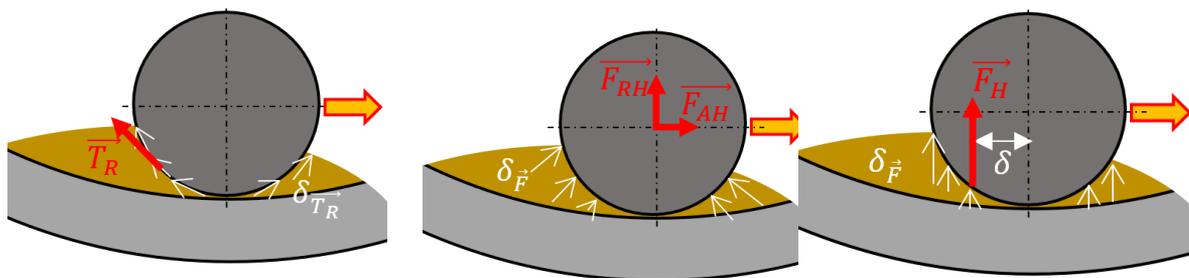


Figure I.14. Description du roulement hydrodynamique

- La force de résistance est représentée comme une somme de forces de traction tangentes $\vec{\delta}_{T_R}$ au déplacement de la bille. L'intégration sur le domaine résulte en une force \vec{T}_R . Townsend [60] a par exemple considéré cette modélisation.
- Le second cas de figure est représenté comme une somme infinitésimale de force de pression. Ce qui, après intégration, donne une force radiale et axiale appliquées sur la

bille. Cette modélisation est notamment prise en compte par Hamrock et Dowson [32] ou Zhou [61].

- c) Le roulement hydrodynamique est ici représenté comme la somme infinitésimale de force de réaction. L'intégration donne une force résultante \vec{F}_H qui s'applique à une distance δ du centre de réaction de la bille [62].

Les différentes études s'intéressant au sujet ont considéré une seule, plusieurs ou toutes les contributions citées ci-dessus. Aujourd'hui le consensus scientifique n'est pas encore établi. Néanmoins Tevaarweck [62], en 1979, développe une formule s'appuyant sur la modélisation (c) qui donne la perte de puissance P_{RH} due au roulement hydrodynamique :

$$\delta = a[4,25 \cdot G^{*0,022} \cdot W^{*-0,87} * U^{*0,66}] \quad (I.40)$$

$$P_{RH} = \delta \cdot \omega_r \cdot Q_n \quad (I.41)$$

Avec ω_r la vitesse angulaire [rad.s⁻¹] de roulement au niveau du contact.

Cette formulation est notamment réutilisée dans les travaux de Houpert [63] qui prend également en compte des efforts de traction (a) et des efforts de pression (b) pour caractériser le roulement hydrodynamique. Par la suite, plusieurs études seront développées où le roulement hydrodynamique est considéré de manière similaire [64],[65],[66],[67] et [68].

Les pertes aux contacts billes/bagues correspondent donc à plusieurs phénomènes et leur calcul est complexe.

I.5.2 Pertes liées à la cage

I.5.2.1 Pertes entre la cage et les billes

Les pertes liées à la cage sont dues au cisaillement du film d'huile présent entre ces composants. Dans la littérature [12] [69], le système cage/bille est modélisé par un système de type palier fluide, où un écoulement de Couette est considéré, comme montré sur la Figure I.15.

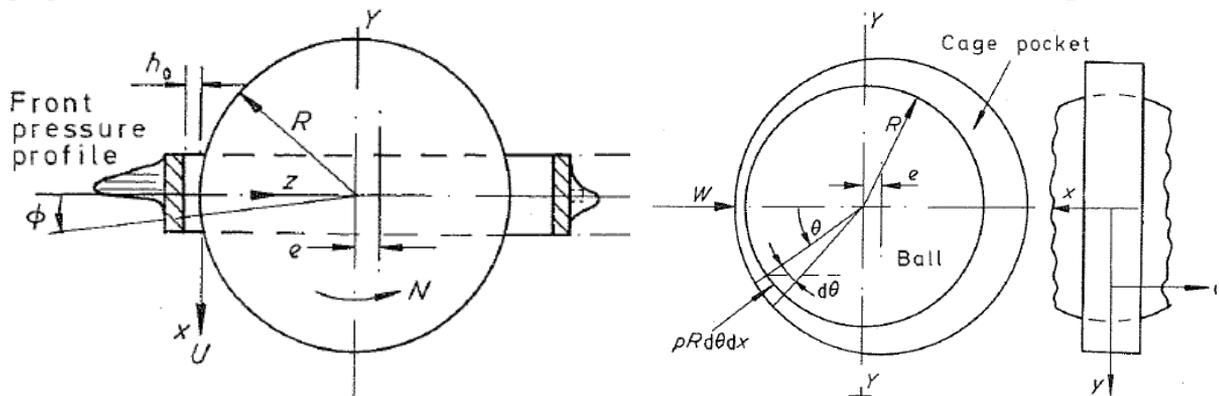


Figure I.15. Description du contact bille/cage [70]

Le couple de frottement s'exprime alors :

$$C_f = \frac{2\pi \cdot L_{\text{palier}} \cdot \mu \cdot R_{\text{palier}}^3 \cdot \Delta\omega_{\text{palier}}}{J_{R_{\text{palier}}}} \quad (\text{I.42})$$

Avec :

$\Delta\omega_{\text{palier}}$	Différence de vitesse angulaire au sein du palier	[rad.s ⁻¹]
$J_{R_{\text{palier}}}$	Jeu radial du palier	[m]

L'hypothèse est ensuite prise que le jeu est entièrement rempli d'huile. La perte de puissance $P_{C-Bille}$ entre les billes et la cage s'exprime donc :

$$P_{C-Bille} = Z \cdot \frac{2\pi \cdot e_c \cdot \mu \cdot D^3 \cdot (\omega_R \cdot \cos(\beta))^2}{8 J_{C-Bille}} \quad (\text{I.43})$$

Avec :

e_c	L'épaisseur de la cage	[m]
ω_R	Vitesse angulaire propre de l'élément roulant	[rad.s ⁻¹]
β	Angle d'inclinaison de l'axe de rotation de la bille par rapport à l'axe de rotation du roulement	[rad]
$J_{C-Bille}$	Jeu entre la cage et la bille	[m]

I.5.2.2 Pertes entre la cage et les bagues

De manière similaire à précédemment, le couple cage/bague peut être assimilé à un palier fluide. La perte de puissance $P_{C-Bague}$ entre la cage et les bagues s'exprime :

$$P_{C-Bague} = Z \cdot \frac{2\pi \cdot L_{C-Bague} \cdot \mu \cdot D_{C-Bague}^3 \cdot (\Delta\omega_{C-bague})^2}{8 J_{C-Bague}} \quad (\text{I.44})$$

Avec :

$L_{C-Bague}$	Longueur du palier cage-bague	[m]
$\Delta\omega_{C-bague}$	Différence de vitesse au sein du palier cage-bague	[rad.s ⁻¹]
$D_{C-Bague}$	Diamètre moyen du palier cage-bague	[m]
$J_{C-Bague}$	Jeu entre la cage et la bague	[m]

Néanmoins, les études précédentes [71] ont montré que les pertes liées à la cage sont faibles comparées aux autres (- de 2% des pertes totales) et nécessitent des données géométriques précises c'est pourquoi ces pertes seront négligées dans la suite de l'étude.

I.5.3 Pertes liées au mouvement des billes dans le fluide

Les pertes liées au mouvement de la bille dans le fluide sont liées à de la traînée hydrodynamique, aussi appelée « drag ». Il est alors important de caractériser le fluide dans lequel la bille est en mouvement. Lors de la rotation du roulement, l'huile injectée est pulvérisée dans l'air (cf. Figure I.16). Ainsi, un mélange huile/air se forme, appelé brouillard.

I.5.3.1 Caractéristiques du brouillard d'huile

Les caractéristiques de ce brouillard sont obtenues en utilisant la loi de Isbin [72]. La masse volumique ρ_{br} et la viscosité dynamique μ_{br} se calculent à l'aide des équations (I.45) et (I.46):

$$\rho_{br} = X \cdot \rho_{huile} + (1 - X)\rho_{air} \quad (I.45)$$

$$\mu_{br} = \frac{\mu_{huile}}{\frac{\mu_{huile}}{\mu_{air}}(1 - X) + X} \quad (I.46)$$

Avec :

ρ_{huile}	Masse volumique de l'huile injectée	[kg.m ⁻³]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	[kg.m ⁻³]
μ_{huile}	Viscosité dynamique de l'huile projetée	[Pa.s ⁻¹]
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	[Pa.s ⁻¹]
X	Fraction volumique d'huile dans le roulement	[-]

Ces équations font intervenir la fraction d'huile dans le brouillard. Pendant longtemps, cette fraction était estimée en utilisant les travaux de Parker [73]. Néanmoins, Parker avait développé cette formule en prenant un coefficient de traînée d'une bille $C_d = 0,45$. Ce coefficient correspond à une bille isolée dans un milieu infini. Pouly [71] a expérimentalement étudié l'influence de l'alignement de plusieurs sphères sur le coefficient de traînée. Il en est ressorti que l'alignement de sphères faisait baisser le coefficient d'environ 80%. Ce résultat a été corroboré numériquement par Marchesse [74] en 2014. Ainsi, avec la correction du coefficient de traînée, Pouly a également corrigé la formule estimant la fraction d'huile dans le roulement :

$$\begin{cases} C_d = 0,09 \\ X = 3,14 \cdot \frac{D_H^{0,37}}{\omega \cdot d_m^{1,7}} \end{cases} \quad (I.47)$$

Avec :

D_H	Débit volumique d'huile injectée	[m ³ .s ⁻¹]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
ω	Vitesse de rotation du roulement	[rad.s ⁻¹]

D'après Harris [7], la force de résistance due au mouvement d'une bille est alors définie par :

$$F_{tr} = \rho_{br} c_d \frac{A_c}{2} \left(\omega_c \frac{d_m}{2} \right)^2 \quad (I.48)$$

Avec :

F_{tr}	Force de traînée	[N]
ρ_{br}	Masse volumique du brouillard d'huile	[kg.m ⁻³]

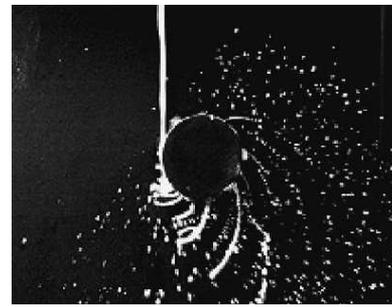


Figure I.16. Gouttelettes d'huile formées lors de la projection d'huile sur un arbre tournant [3]

c_d	Coefficient de traînée	[-]
A_c	Aire prise en compte	[m ²]
ω_c	Vitesse de la cage	[rad.s ⁻¹]

I.5.4 Conclusion sur les pertes de puissance localisée

Plusieurs études dans la littérature s'intéressent à la prédiction des pertes de puissance des roulements à l'aide de modèles locaux [66],[67],[75],[76]. Néanmoins, il ne semble pas y avoir de consensus sur les contributions à considérer ou non. Pour de la haute vitesse, Pouly [3] montre que la plupart des phénomènes doivent être pris en compte. En revanche, la question se pose sur les conditions de fonctionnement étudiées (faible charge, vitesse de rotation modérée). En effet, les phénomènes aux contacts Billes/Bagues (glissement + roulement hydrodynamique) sont dépendants de la charge. Les pertes liées à la cage sont négligeables. Les pertes liées à la traînée sont faibles à vitesse modérée. A priori, il n'est donc pas évident de définir quelle contribution est majoritaire pour les conditions de fonctionnement étudiées. Il est alors intéressant de se tourner vers les modèles de pertes de puissance globaux afin d'avoir une première estimation des pertes générées sur les conditions de fonctionnement visées.

I.6 Modèles globaux

L'analyse locale des pertes de puissance nécessite des calculs complexes et la connaissance fine de nombreuses données internes du roulement. C'est pourquoi des modèles globaux ont été développés. Ils permettent de calculer les pertes de puissance d'un roulement uniquement à partir de leur macro-géométrie. Les deux modèles globaux les plus rencontrés sont :

- Le modèle Harris [7], qui a été développé à partir des travaux de Palmgren [77] ; ce modèle est expérimental. Le principal problème concerne ses bornes d'application et son ancienneté : Palmgren ne définit pas clairement les conditions d'expérience qui datent des années 1950/1960. Toutefois, le modèle est utilisé dans de nombreuses études [4][79][80][81].
- Le modèle SKF [78], qui a été développé à partir d'analyse numérique. Ce modèle utilise de très nombreux paramètres, qui sont parfois difficiles à expliquer de manière physique, mais est également couramment utilisé [82][83][84].

I.6.1 Modèle de Harris

Harris décompose le couple de pertes d'un roulement en deux contributions distinctes :

- Une contribution M_0 indépendante de la charge ;

$$\begin{cases} M_0 = f_0 \cdot 10^3 \cdot d_m^3 \cdot (v \cdot N)^{2/3} & \text{Si } (v \cdot N) > 2 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{min}^{-1} \\ M_0 = 16 \cdot f_0 \cdot d_m^3 & \text{Si } (v \cdot N) < 2 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{min}^{-1} \end{cases} \quad (I.49)$$

- Une contribution M_1 dépendante de la charge ;

$$M_1 = f_1 \cdot F_\beta \cdot d_m \quad (I.50)$$

Avec :

N	Vitesse de rotation du roulement	[tr.min ⁻¹]
f_0	Facteur dépendant du mode de lubrification et du type de roulement	[-]
F_β	Charge équivalente	[N]
f_1	Facteur dépendant du chargement et du type de roulement	[-]

Et, pour un roulement GP :

$$f_1 = 0,0006 * \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0.55} \quad (I.51)$$

$$F_\beta = 3 F_a - 0,1 F_r \quad (I.52)$$

Et, pour un roulement CO :

$$f_1 = 0,001 * \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0.33} \quad (I.53)$$

$$F_\beta = F_a - 0,1 F_r \quad (I.54)$$

P_0 est la charge statique équivalente. Les facteurs f_0 et f_1 datent de plusieurs dizaines d'années, à partir des travaux menés par Palmgren. De nos jours, ces facteurs sont généralement recalés à la suite d'expériences sur des roulements actuels [79][80].

I.6.2 Modèle de SKF

Le modèle SKF a été développé plus récemment que celui d'Harris. Ce modèle tente d'estimer les pertes de puissance en les divisant en trois contributions « physiques » qui ont été citées précédemment (roulement hydrodynamique, glissement et traînée) :

I.6.2.1 Couple de pertes par roulement hydrodynamique M_{rr}

Le couple de pertes par roulement hydrodynamique est défini par la variable M_{rr} :

$$M_{rr} = \phi_{rs} \cdot \phi_{ish} \cdot G_{rr} \cdot (vN)^{0,6} \quad (I.55)$$

Avec :

M_{rr}	Couple de pertes dû au roulement hydrodynamique	[N.m]
ϕ_{rs}	Facteur d'assèchement/suralimentation	[-]
ϕ_{ish}	Facteur de réduction thermique à l'entrée du contact	[-]
G_{rr}	Facteur dépendant du roulement et des conditions de fonctionnement	[-]

Les facteurs ϕ_{rs} et ϕ_{ish} permettent de corriger ce couple de pertes :

- ϕ_{rs} prend en compte la sous-alimentation du contact :

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{\left(K_{rs} \cdot v \cdot N \cdot (D+d) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}}\right)}} \quad (I.56)$$

K_{rs} et K_z sont deux constantes dépendantes respectivement du type de lubrification et du type de roulement. Elles sont données par SKF.

- ϕ_{ish} prend en compte l'influence du cisaillement du lubrifiant sur le comportement thermique :

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (N \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (I.57)$$

A haute vitesse ou haute viscosité, ces coefficients tendent vers 0. Leur contribution est donc significative lors des phases de démarrage. Ces facteurs semblent avoir un rôle similaire à ceux permettant de corriger l'épaisseur de film d'huile (équations (I.36) et (I.37)).

Le facteur G_{rr} est complexe, car la formule diffère selon le type de roulement et utilise des constantes géométriques que SKF fournit pour ses roulements. Les formules pour un roulement à gorge profonde et à contact oblique sont respectivement:

$$G_{rr_{GP}} = R_1 \cdot d_m^{1,96} \cdot \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} \cdot F_a \right)^{0,54} \text{ et } \alpha_F = 24,6 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \quad (I.58)$$

$$G_{rr_{CO}} = R_1 \cdot d_m^{1,97} \cdot (F_r + R_3 \cdot d_m^4 \cdot N^2 + R_2 \cdot F_a)^{0,54} \quad (I.59)$$

R_1, R_2 et R_3 sont des constantes qui dépendent du type de roulement, fournies par SKF.

Il est intéressant ici de noter que le paramètre G_{rr} dépend de la vitesse dans le cas d'un roulement à contact oblique, alors qu'il ne dépend pas de ce paramètre pour un roulement à gorge profonde.

I.6.2.2 Couple de pertes par glissement M_{sl}

Le couple de pertes par glissement est défini par la variable M_{sl} :

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (I.60)$$

Avec :

M_{sl}	Couple de pertes dû au glissement	[N.m]
G_{sl}	Facteur dépendant du roulement et des conditions de fonctionnement	[-]
μ_{sl}	Le coefficient de frottement	[-]

Le coefficient μ_{sl} est défini par :

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} * \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) * \mu_{EHL} \quad (I.61)$$

Avec :

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (N \cdot \nu)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (I.62)$$

Et μ_{bl} , le coefficient de frottement en régime limite (égal à 0,12 selon SKF) ; μ_{EHL} le coefficient de fonctionnement en régime EHD (varie entre 0,05 et 0,1 en fonction de l'huile utilisée, selon SKF).

De manière similaire à G_{rr} , équations (I.58) et (I.59), G_{sl} est un facteur complexe qui dépend du type de roulement et de constantes géométriques S_1, S_2 et S_3 fournies par SKF :

$$\text{Pour un roulement GP : } G_{sl_{GP}} = S_1 \cdot d_m^{-0,145} \cdot \left(F_r^5 + \frac{S_2 \cdot d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} \cdot F_a^4 \right)^{1/3} \quad (\text{I.63})$$

$$\text{Pour un roulement CO : } G_{sl_{CO}} = S_1 \cdot d_m^{0,26} \cdot \left((F_r + S_3 \cdot d_m^4 \cdot N^2)^{4/3} + S_2 \cdot F_a^{4/3} \right) \quad (\text{I.64})$$

Ici également, le paramètre G_{sl} dépend de la vitesse dans le cas d'un roulement à contact oblique mais pas pour un roulement à gorge profonde.

I.6.2.3 Couple de pertes par traînée M_{drag}

Le couple de pertes par traînée est défini par la variable M_{drag} :

$$M_{drag} = 0,4 \cdot V_M \cdot K_b \cdot d_m^5 \cdot N^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot N^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{N \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (\text{I.65})$$

Avec :

V_M, f_t, R_s	Coefficients de pertes par traînée, dépendant de la hauteur d'huile	[-]
K_b	Facteur dépendant du type de roulement et de sa géométrie	[-]

La formule de pertes par traînée est complexe à estimer, elle est conçue pour une lubrification par barbotage. Dans le cas d'une lubrification par jet d'huile, SKF préconise de prendre une hauteur d'huile H_h égale à la moitié du diamètre d'un élément roulant.

Ce couple de pertes est très dépendant de la vitesse, à très haute vitesse, Niel [52] a montré que ce modèle n'est pas cohérent avec les mesures expérimentales.

I.6.3 Comparaison des deux modèles

Il est intéressant d'étudier les résultats prédits par les deux modèles globaux. Le développement des équations montre que de nombreux paramètres interviennent dans le calcul des pertes de puissance. Ainsi, il est intéressant d'étudier les prédictions en fonction de certains paramètres principalement présents dans les modèles : la température, les efforts appliqués et la vitesse de rotation. Deux roulements sont considérés, un roulement GP et un roulement CO, leur macro-géométrie est présentée dans le Tableau I.3.

Tableau I.3. Caractéristiques des roulements GP et CO

Désignation	Roulement GP	Roulement CO	Unité
Diamètre moyen	70	70	[mm]
Diamètre intérieur	50	50	[mm]
Diamètre extérieur	90	90	[mm]
Nombre de billes	10	15	[-]
Charge statique	23 800	28 300	[N]
Largeur	20	20	[mm]

Les deux modèles globaux sont comparés pour plusieurs vitesses, de 1 000 à 10 000 tr/min. La température moyenne du roulement considérée est de 50°C. La charge radiale appliquée est de 1000 N ($\sim 5\%$ du C_0). La comparaison entre les deux modèles et pour les deux roulements est montrée sur la Figure I.17. Les roulements sont considérés comme lubrifiés par injection d'huile. Le facteur f_0 vaut 4 pour le roulement GP et 6,6 pour le roulement CO [7]. Il résulte de cette comparaison que les valeurs prédites par les deux modèles divergent (cf. Figure I.17):

- Pour le roulement GP, le modèle de Harris estime des pertes de puissance environ 3 fois plus élevées que le modèle de SKF.
- Pour le roulement CO, les pertes entre le modèle de Harris et le modèle de SKF sont plus proches. A basse vitesse, le modèle de Harris estime environ 2 fois plus de pertes que le modèle de SKF. A plus haute vitesse, les tendances sont différentes et le modèle de SKF montre une forte dépendance à la vitesse.

Il y a également un point qui interroge en analysant ces courbes : le modèle de Harris donne des pertes plus élevées pour le roulement CO, ceci est dû au paramètre f_0 qui est plus élevé. Autrement, l'évolution des pertes de puissance est similaire pour le roulement GP et le roulement CO. En revanche, concernant le modèle de SKF, l'évolution des pertes n'est pas du tout similaire pour les deux types de roulement. Les pertes augmentent beaucoup plus rapidement à haute vitesse pour le roulement CO que pour le roulement GP.

L'analyse des modèles de pertes globaux existants ne permet donc pas de conclure sur les pertes de puissance générées par les deux roulements considérés. C'est pourquoi il va être proposé dans la suite de l'étude de mesurer les pertes de puissance des roulements afin de définir quel modèle (ou aucun) prédit correctement la génération de pertes de puissance.

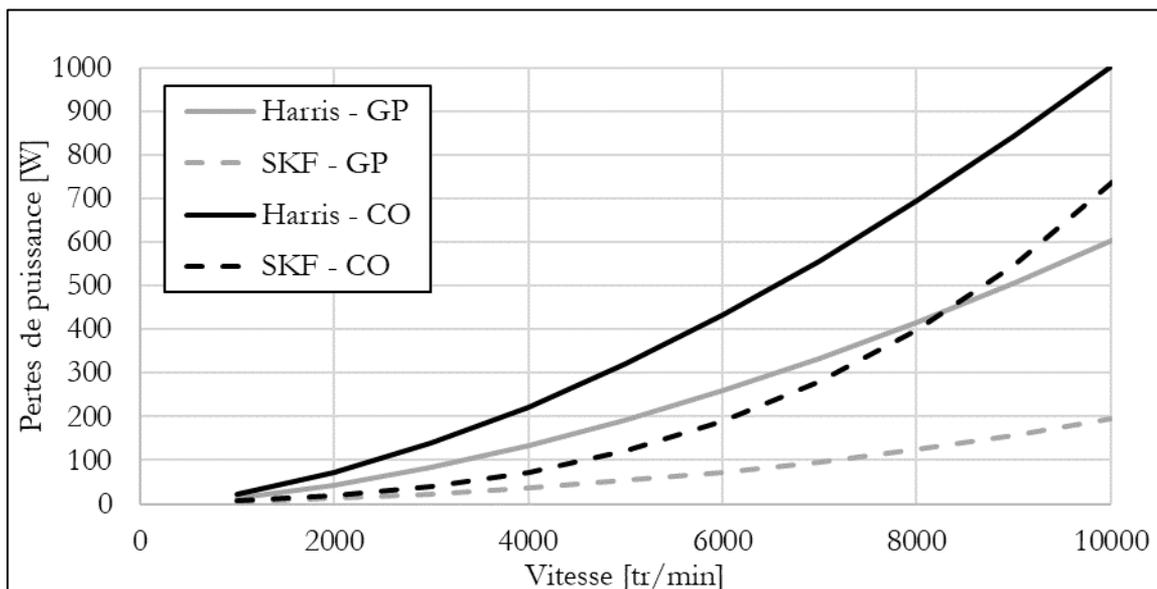


Figure I.17. Comparaison Harris – SKF – 6210 et 7210

Afin de comprendre l'ensemble du comportement thermomécanique du roulement, il est également nécessaire d'investiguer les températures du roulement. C'est notamment ce qui est montré par Niel sur la Figure I.18.

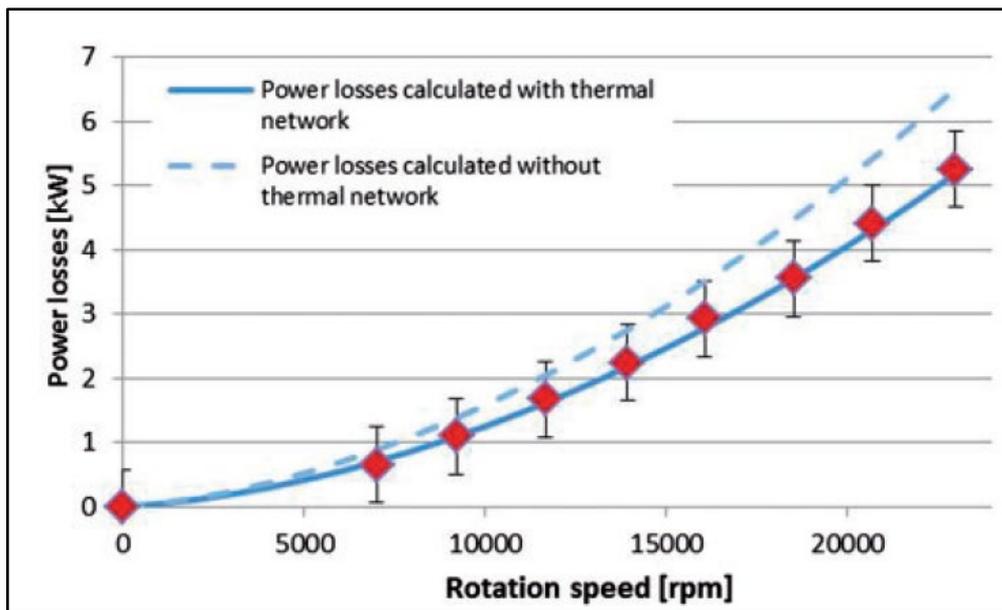


Figure I.18. Impact de la thermique sur les pertes [4]

La modélisation thermique du roulement doit donc être investiguée.

I.7 Modélisation thermique du roulement

Il existe plusieurs méthodes permettant de « cartographier » la thermique d'un système. Les modèles thermiques purement analytiques sont peu utilisés dans le cadre d'un système mécanique. Ces modèles s'appuient sur des outils mathématiques afin de résoudre de manière exacte l'équation de la chaleur associée au système. Dans le cas d'un système mécanique complexe, les équations et la résolution deviennent très rapidement beaucoup trop complexes et il faut passer à d'autres méthodes de résolution.

I.7.1 Modélisation type éléments finis

Ces méthodes sont les plus récentes, elles consistent à discrétiser l'équation de chaleur dans l'espace et le temps. Ainsi, un problème qui n'a pas de solution analytique peut être résolu par des calculs numériques. Une CAO du roulement est alors nécessaire. Des exemples d'études sont trouvés dans la littérature [85][86].

Des méthodes plus complètes encore peuvent être utilisées, comme des analyses combinées FEA-CFD afin de prendre en compte les effets du lubrifiant. Ces méthodes peuvent donner des résultats très précis, néanmoins le coût de calcul est énorme et nécessite des ordinateurs très performants. De plus, dans le cadre d'un code de recherche, l'utilisation de logiciels commerciaux n'est pas optimum. C'est pourquoi l'approche réseau thermique est très intéressante, c'est un code qui est entièrement maîtrisable et les temps de calcul sont intéressants pour un projet de recherche.

I.7.2 Modélisation par les réseaux thermiques

Ces modèles datent des années 80, ils permettent de connaître la température à des points précis d'un système. La méthode consiste à discrétiser un système en un certain nombre de nœuds isothermes. Ensuite, les nœuds qui échangent de la chaleur sont reliés par une résistance thermique correspondant au type d'échange thermique. De manière à caractériser ces échanges, la méthode des réseaux thermiques utilise une analogie électrique. Dans cette équivalence, l'intensité électrique est remplacée par le flux de chaleur Q . La tension est remplacée par la différence de température entre les deux nœuds concernés δT . Finalement, la résistance électrique est remplacée par une résistance thermique R_{th} . Ainsi, par analogie avec la loi d'Ohm, l'équation ci-dessous est obtenue :

$$Q = \frac{\delta T}{R_{th}} \quad (I.66)$$

Sur chaque nœud du système, le premier principe de la thermodynamique est appliqué : le taux de variation d'énergie interne du nœud est égale à la somme de la puissance transférée à ce nœud et la puissance générée dans le nœud. La relation équivalente est :

$$m c_p \frac{dT}{dt} = (\dot{Q}_{entrant} - \dot{Q}_{sortant}) + \dot{Q}_{interne} \quad (I.67)$$

L'équation (I.66) est alors injectée dans le premier principe de la thermodynamique (équation (I.67)), pour chaque nœud i du réseau :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_{p_i}} \left(Q_i - \sum_{j=1 \text{ et } j \neq i}^{n_{noeuds}} \frac{T_i - T_j}{R_{th_{i,j}}} \right) \quad (I.68)$$

Avec :

T_i	Température au nœud i	[K]
m_i	Masse de l'élément i	[kg]
c_{p_i}	Chaleur massique de l'élément i	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Q_i	Puissance injectée au nœud i	[W]
n_{noeuds}	Nombre de nœuds dans le réseau thermique	[-]
$R_{th_{i,j}}$	Résistance thermique entre les nœuds i et j	[K.W ⁻¹]

Des flux (pertes de puissance) et des puits de chaleur (température fixée) sont également associés à des nœuds. Le taux de variation d'énergie interne dépend alors de la nature des échanges thermiques. Il existe trois types de transfert thermique, dans le cadre de cette étude :

- La conduction, qui représente l'échange de chaleur entre deux solides en contact ;
- La convection, qui représente l'échange de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement ;
- Le rayonnement, qui représente l'échange de chaleur entre deux solides espacés, ou un solide et l'environnement .

Une fois l'équation (I.68) appliquée sur chaque nœud, le système peut être résolu. Chagnenet [87] a notamment introduit une écriture matricielle afin de faciliter la résolution. De nombreux exemples de modélisation de systèmes mécaniques peuvent être trouvés dans la littérature [7][88][89][90]. Dans le cadre spécifique du roulement, les modèles existants utilisent différentes échelles de modélisation.

I.7.3 Echelles de modélisation

I.7.3.1 Echelle globale

Cette échelle macroscopique consiste à discrétiser le roulement en un unique nœud [91][92]. Cette modélisation donne peu d'informations concernant la thermique du roulement. Il n'en ressort qu'une température moyenne.

I.7.3.2 Echelle locale

Inversement, une modélisation très fine du roulement est possible. C'est notamment le travail qu'a réalisé Pouly [3] comme montré sur la Figure I.19. Cette modélisation conduit à des informations très précises sur la distribution de température dans le roulement. Néanmoins, de nombreuses informations sont nécessaires sur la géométrie interne du roulement. Dans ce modèle, les pertes de puissance calculées localement sont injectées au niveau de chaque contact. Un modèle encore plus détaillé peut être trouvé dans la littérature [93].

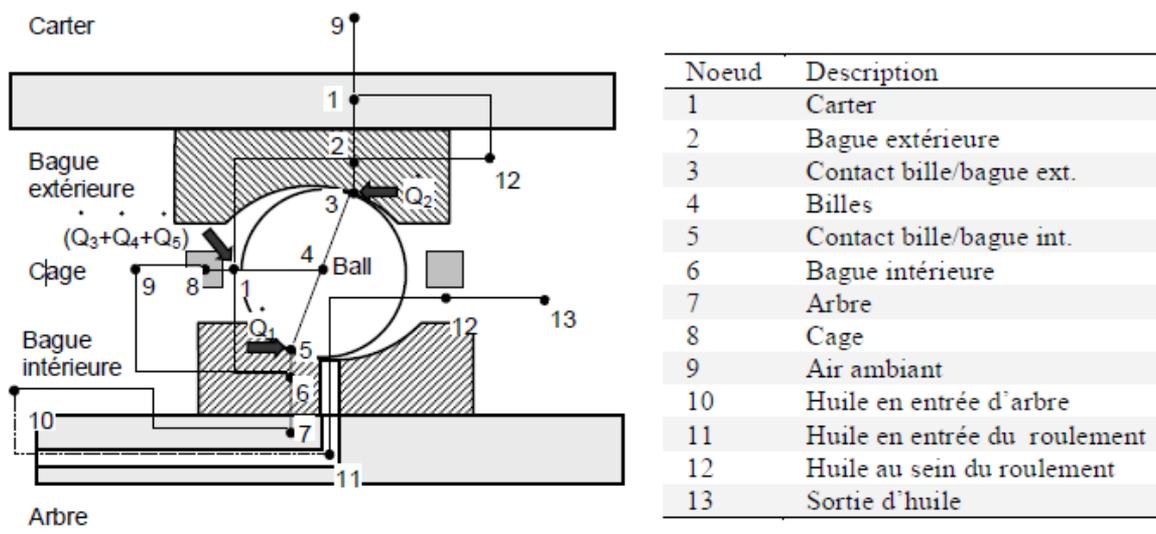


Figure I.19. Modélisation détaillée du roulement [3]

I.7.3.3 Echelle intermédiaire

Niel [4] a combiné les avantages des deux méthodes en utilisant une approche intermédiaire : le roulement est discrétisé en un nombre de nœuds plus faible que dans l'approche de Pouly [3], mais suffisamment pour avoir des informations sur les divers composants du roulement. Les pertes de puissance sont injectées au niveau de la bille, et sont calculées à l'aide d'un modèle de pertes de puissance global. Les informations sur la géométrie interne sont limitées aux rayons de gorge des pistes et au diamètre des billes. Le réseau thermique correspondant est affiché sur la Figure I.20.

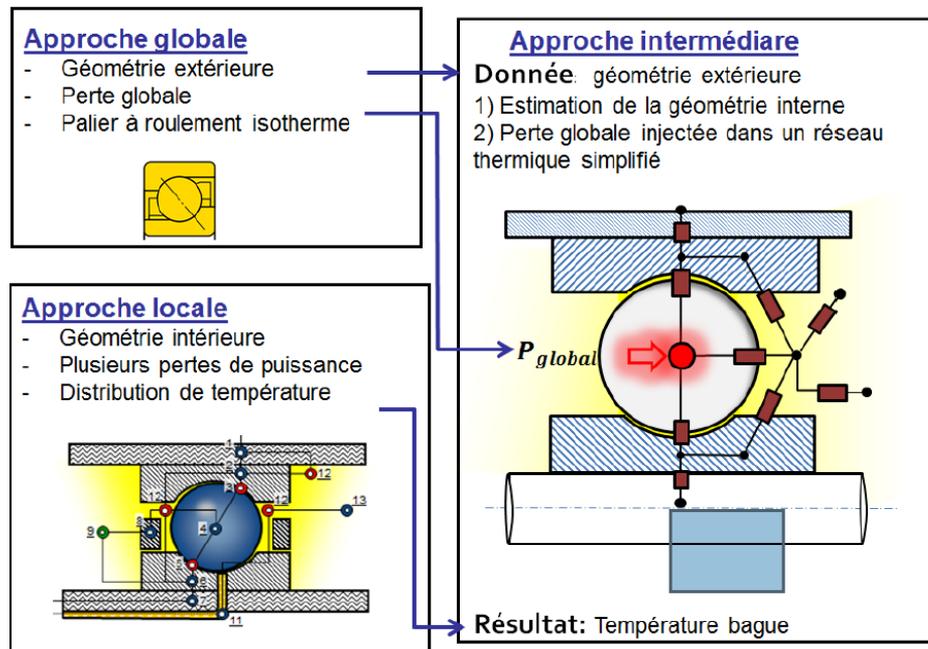


Figure I.20. Modélisation intermédiaire du roulement [4]

I.8 Conclusion

Ce chapitre a permis d'investiguer l'état de l'art du comportement thermomécanique du roulement. Voici un résumé des points clés :

- Géométrie et cinématique du roulement : ces deux aspects, essentiels afin de comprendre le fonctionnement interne du roulement ont été développés. La cinématique permet notamment de connaître les vitesses de glissement et de roulement.
- Sources de chaleur dans un palier à roulement : les principales sources de chaleur sont localisées au niveau des contacts entre les différents solides. Les pertes par glissement et roulement hydrodynamique sont des contributions qui dépendent de la charge. Les pertes par traînée peuvent être prédominantes à des vitesses élevées, mais plutôt négligeables à basse vitesse. La question se pose alors de savoir quelle contribution est majoritaire sur les conditions opératoires étudiées.
- Les pertes locales sont complexes à calculer. De nombreuses études utilisent des modèles globaux. Ils permettent une estimation des pertes de puissance rapide. En revanche, une comparaison a été menée pour un roulement GP et un roulement CO. Les deux modèles globaux présentés ne prédisent pas les mêmes valeurs de pertes de puissance.
- Importance du comportement thermique : les pertes de puissance dans un roulement sont fortement dépendantes de son comportement thermique. Travailler sur le couplage entre les pertes de puissance et le comportement thermique est crucial. Les échanges thermiques au sein d'un palier peuvent être modélisés à l'aide de réseaux thermiques ou d'une approche par "éléments finis".

- Le réseau thermique permet une résolution plus rapide lorsque le système devient complexe. Deux types de réseaux thermiques semblent intéressants dans la littérature. Premièrement, un réseau thermique avec pertes locales, où les pertes proviennent de modèles locaux. La description du roulement est également assez fine afin d'accéder aux températures de nombreux éléments. Deuxièmement, un réseau thermique avec une perte globale. La modélisation du roulement peut alors être plus grossière et moins d'informations sur la géométrie interne du roulement sont nécessaires.

Pour conclure, pertes et thermique sont des éléments clés à maîtriser afin de comprendre le comportement thermomécanique d'un roulement. Une importante incertitude concerne tout d'abord les pertes de puissance pour les conditions opératoires visées (faible charge, vitesse modérée). Il est donc proposé dans le prochain chapitre d'investiguer expérimentalement les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde.

Chapitre II - Analyse des pertes de puissance dans les roulements à gorge profonde

II.1 INTRODUCTION

II.2 PRESENTATION DES MOYENS EXPERIMENTAUX

II.3 ÉTUDE EXPERIMENTALE DE PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A GORGE PROFONDE

II.4 COMPARAISON AVEC LES MODELES EXISTANTS

II.5 CONCLUSION

II.1 Introduction

Le chapitre précédent a permis d'avoir un aperçu de la littérature sur le comportement thermomécanique du roulement à billes. En ce qui concerne l'estimation des pertes de puissance, deux types de modèles sont principalement rencontrés :

- Les modèles globaux, qui nécessitent peu d'informations sur le roulement et permettent d'avoir facilement une prédiction de pertes de puissance.
- Les modèles locaux, plus complexes car ils nécessitent plus d'informations et de calculs. En revanche, ils permettent d'approfondir la physique impliquée dans les roulements.

Le chapitre précédent a notamment montré que les modèles globaux de pertes de puissance existants (Harris, SKF) ne s'accordent pas sur les valeurs de pertes prédites. Par ailleurs, il a été montré que ces modèles nécessitent généralement des modifications afin d'être exploitables. Des questions se posent également sur les différences entre les types de roulement, notamment entre les roulements à gorge profonde et les roulements à contact oblique.

Dans ce chapitre, il est tout d'abord proposé d'étudier expérimentalement les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde (GP) chargé radialement uniquement. Les conditions opératoires sont les suivantes :

- Faible charge : la charge statique équivalente reste inférieure à 5% de la capacité statique du roulement ;
- Vitesse de rotation modérée : le produit $N \cdot d_m$ reste inférieur à 10^6 ;
- Lubrification par injection d'huile avec des débits d'huile faibles à modérés : de 6 L/h à 15 L/h ;

Ce chapitre est décomposé en plusieurs parties. La première s'intéresse à l'investigation expérimentale des pertes de puissance dans un roulement GP. Le banc d'essai utilisé pour mesurer les pertes de puissance est tout d'abord présenté. Ensuite, les essais réalisés sont détaillés et plusieurs paramètres sont investigués dans cette campagne expérimentale. L'influence de chacun de ces paramètres sur les pertes de puissance est alors étudiée.

La seconde partie s'intéresse à la comparaison entre les modèles globaux (Harris et SKF) et les résultats expérimentaux obtenus.

II.2 Présentation des moyens expérimentaux

L'étude des pertes de puissance dans les roulements est fortement couplée au comportement thermique de ce dernier. Ainsi, afin de pouvoir étudier le comportement thermomécanique du roulement, il est impératif de mesurer à la fois les pertes et les températures. Dans cet objectif, un banc de test spécifique a été développé au LabECAM. Le banc d'essai a été conçu afin d'être modulable et afin de tester plusieurs types de roulements et de lubrifiants.

II.2.1 Architecture du banc

L'architecture du banc est présentée sur la Figure II.1. La ligne d'arbre est composée d'un moteur électrique, deux accouplements flexibles dont un avec limiteur de couple, un couplemètre et plusieurs blocs : deux blocs « supports » dans lesquels se trouvent des roulements identiques et un bloc « mesure » dans lequel se trouve le roulement testé.

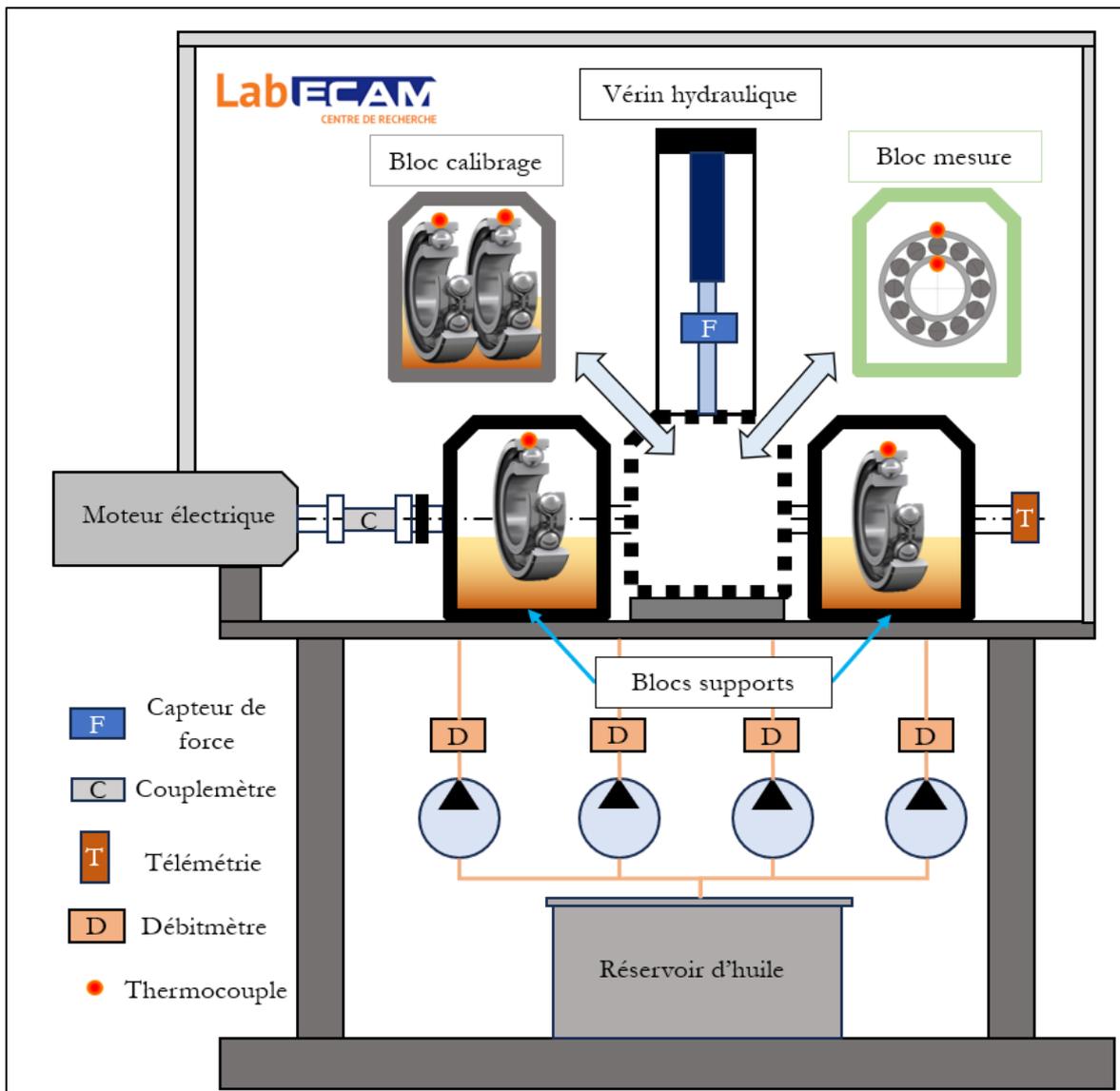


Figure II.1. Architecture du banc d'essai

Le couplemètre mesure la totalité des pertes sur la ligne d'arbre. Cela prend en compte les pertes des blocs supports et les pertes du bloc mesure. Afin d'obtenir les pertes du roulement testé, il est donc nécessaire de soustraire les pertes des blocs supports, qu'il faut caractériser dans un premier temps. Cette étape, appelée calibration, est réalisée en remplaçant le bloc mesure par le bloc « calibration » qui comporte deux roulements identiques aux blocs supports.

Une visualisation CAO (réalisée pendant la thèse) du banc d'essai et des différents blocs est montrée sur la Figure II.2. À chaque bloc est associée une partie de l'arbre de transmission. L'ensemble de la ligne d'arbre est maintenu par serrage en bout d'arbre. Les arbres sont liés par liaison conique. Ce montage permet de rapidement passer d'un bloc mesure à un autre et permet un montage/démontage facilité. Également, le fonctionnement par bloc indépendant permet d'avoir des lubrifications de roulement différentes dans chaque bloc. Les blocs supports sont lubrifiés par barbotage. Les 4 pompes présentes sur le banc d'essai permettent d'injecter ou de refouler l'huile dans le bloc mesure.

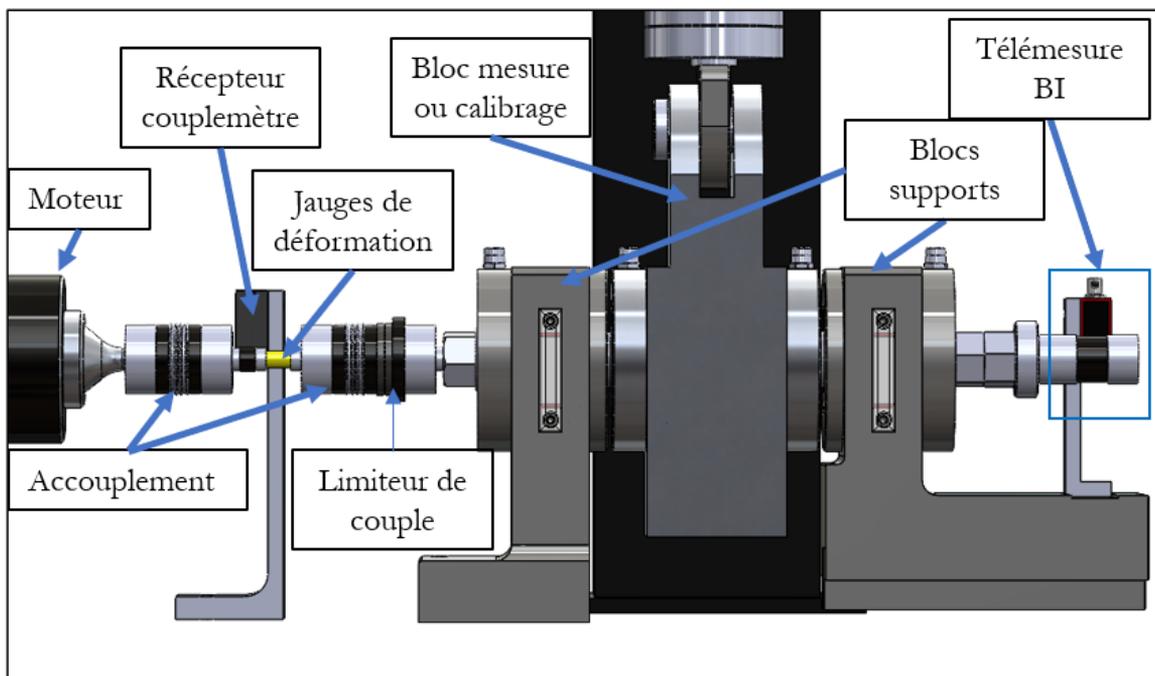


Figure II.2. Visualisation de la ligne d'arbre

II.2.2 Dispositifs et moyens de mesure

De nombreux paramètres sont contrôlables sur le banc d'essai. Voici un détail des principaux paramètres étudiés pour cette étude.

II.2.3 Mesure du couple

Le couple de pertes est mesuré grâce à un couplemètre positionné sur l'arbre entre les deux accouplements flexibles (Figure II.2). C'est un système sans contact, l'information électrique issue des jauges de déformation est transmise par induction à un boîtier récepteur. Les caractéristiques du couplemètre sont présentées dans le Tableau II.1.

Tableau II.1. Caractéristiques du couplemètre

Désignation	Valeur	Unité
Vitesse de rotation maximale	18 000	[tr/min]
Plage de couple mesuré	0 / 10	[N.m]
Précision	0.02	[N.m]
Plage de température	-10 / +85	[°C]
Fréquence d'échantillonnage	1	[Hz]

Le couple de pertes est mesuré toutes les secondes, ce qui moyenne le couple de pertes sur plusieurs rotations du roulement.

II.2.3.1 Contrôle du débit d'huile injecté

Les roulements des blocs supports sont lubrifiés par barbotage, des joints à lèvres sont utilisés afin de garantir l'étanchéité. Le niveau d'huile dans le bloc est vérifié visuellement au début et à la fin de chaque essai. Il correspond à une demi-bille immergée, soit environ 1 cm d'huile dans le fond du bloc support. Les caractéristiques de l'huile utilisée sont indiquées dans le Tableau I.2.

Les roulements testés sont lubrifiés par injection d'huile. L'huile peut être différente de celle utilisée pour la lubrification des blocs supports. Deux technologies de pompe ont été utilisées durant l'étude :

- Pour des débits >10 L/h, des pompes à engrenage (JABSCO/ 23230-2014) présentes sur le banc d'essai sont utilisées. Le débit est ajusté en faisant varier la vitesse de rotation de ces pompes et le débit est mesuré à l'aide de débitmètres Kobold ZOK-ExK/ZxK. La plage d'utilisation est indiquée dans le Tableau II.2.

Tableau II.2. Caractéristiques des pompes à engrenage

Désignation	Valeur	Unité
Plage de débit	10 / 250	[L/h]
Pression maximale	10	[bar]

- Pour les débits ≤ 10 L/h, il n'est plus envisageable d'utiliser les pompes du banc d'essai et un autre système a été choisi : l'utilisation d'une pompe péristaltique (cf. Figure II.3). Le débit fourni par ce système dépend de la vitesse de rotation de la pompe et du

diamètre des tuyaux. Afin de balayer la plage de débit souhaitée pour cette étude, le diamètre des tuyaux choisi est de 4,8 mm. Sur la Figure II.4 est tracée l'évolution du débit théorique et mesuré de la pompe péristaltique. Le débit mesuré est très proche du débit théorique donné par le fabricant.



Figure II.3. Pompe péristaltique

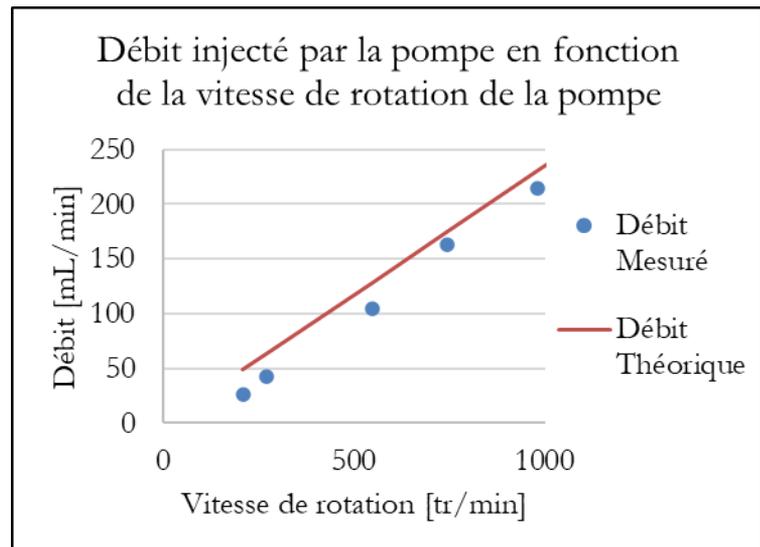


Figure II.4 Evolution du débit d'huile fournit par la pompe péristaltique pour un tuyau de diamètre int. 4,8mm.

II.2.3.2 Contrôle et mesure de la température de l'huile injectée

Un réservoir chauffant a été conçu pour permettre une chauffe rapide d'un faible volume d'huile. Ce réservoir, affiché sur la Figure II.5, permet de chauffer l'huile jusqu'à 110°C. En plus d'être contrôlée au réservoir, la température de l'huile injectée est également mesurée à l'aide de thermocouples type K juste avant l'entrée dans le bloc mesure.

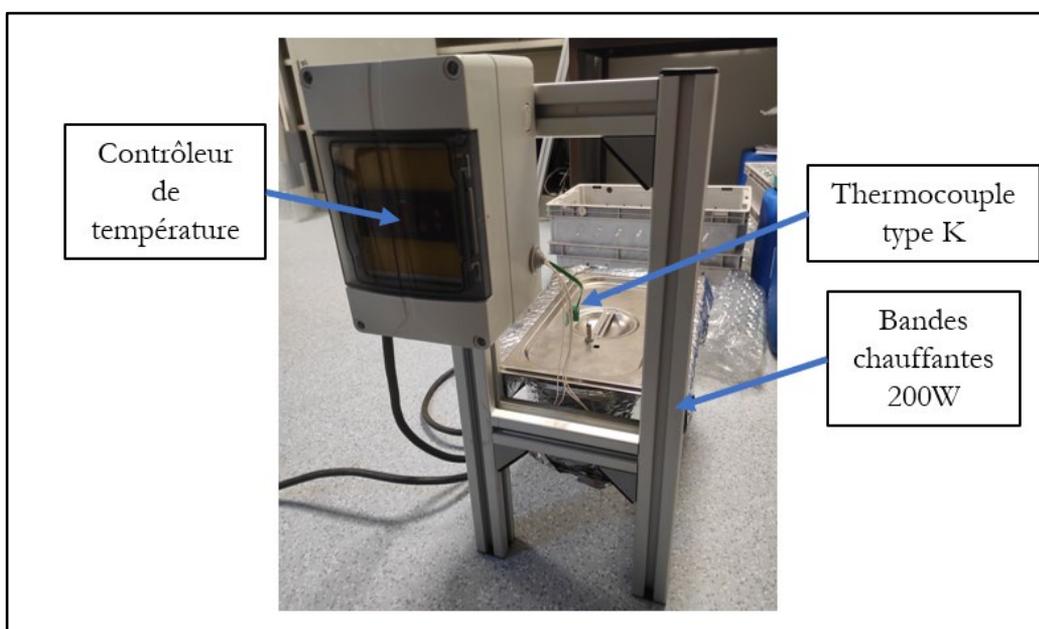


Figure II.5. Réservoir chauffant conçu et fabriqué

II.2.3.3 Application de la charge

Une charge radiale peut être appliquée sur le roulement à l'aide d'un vérin hydraulique. La plage de fonctionnement du vérin est entre 0 et 20 kN. L'effort appliqué par le vérin est mesuré à l'aide d'un capteur de force. La précision sur la charge appliquée est de ± 100 N.

Concernant la charge axiale, il n'y a pas de dispositif sur le banc d'essai qui permet son application. L'exercice d'une charge axiale doit donc être réfléchi lors de la conception du bloc mesure.

II.2.3.4 Mesure des températures des composants

Les températures des bagues des roulements, supports ou mesures, sont mesurées par l'intermédiaire de thermocouples types T. Ces capteurs ont une précision de $\pm 1^\circ\text{C}$. Pour les blocs supports, seules les bagues extérieures sont instrumentées. En revanche, pour le bloc mesure, la bague intérieure du roulement est également instrumentée. Cette mesure est réalisée par télémesure, via un thermocouple passant dans la ligne d'arbre et relié à un transmetteur en bout d'arbre. Ce dernier transmet alors le signal par induction à un récepteur (cf. Figure II.2).

D'autres mesures de température peuvent être réalisées, au besoin :

- Température des carters ;
- Température de l'air ambiant,
- Température de l'huile en sortie de bloc.

Maintenant que les moyens de mesure ont été présentés, il est nécessaire de présenter la calibration du banc d'essai, étape essentielle pour obtenir le couple de pertes du roulement mesuré.

II.2.4 Calibrage du banc d'essai

Comme chaque bloc support est composé d'un roulement et de deux joints à lèvres, le couple de pertes d'un roulement mesuré est obtenu par soustraction, à partir du couple total mesuré :

$$C_{R_{Mes}} = C_T^{Mes} - 2 * C_{R_{Supp}} - 4 * C_J \quad (\text{II.1})$$

Avec :

C_T^{Mes}	Couple total mesuré en configuration de mesure	[N.m]
$C_{R_{Mes}}$	Couple du roulement mesure	[N.m]
$C_{R_{Supp}}$	Couple d'un roulement support	[N.m]
C_J	Couple d'un joint à lèvres	[N.m]

Afin de déterminer le couple de pertes du roulement mesuré, il est donc nécessaire de déterminer le couple de pertes du roulement support et le couple de pertes des joints.

II.2.4.1 Détermination du couple de pertes des joints

Détermination théorique

Le couple de pertes théorique d'un joint peut être estimé à l'aide de la formulation de Simrit [94] :

$$C_{J_{th}} = 7,69 d_{joint}^2 * \frac{30}{\pi} \quad (II.2)$$

Avec :

d_{joint}	Diamètre intérieur du joint	[m]
$C_{J_{th}}$	Couple théorique d'un joint à lèvres	[N.m]

Il est intéressant de noter que le couple de pertes varie uniquement avec le diamètre et n'est pas dépendant de la vitesse, de la charge ou de la température. Pour les joints utilisés dans le cadre de cette étude ($d_{joint} = 45 \text{ mm}$), la formulation de Simrit indique une valeur théorique de :

$$C_{J_{th}} = 0,149 \text{ N.m} \quad (II.3)$$

Détermination expérimentale

Le couple de pertes des joints peut être obtenu en comparant 2 configurations, sans bloc central dans les deux cas, uniquement les 2 blocs supports :

- Une configuration (A) où des joints labyrinthes sont présents dans les blocs supports. Il est alors supposé que les joints labyrinthes ne génèrent pas de pertes. Remarque : les joints labyrinthes ne permettent que d'avoir très peu d'huile dans les blocs supports (moins d'un centimètre), d'où la nécessité d'avoir des joints à lèvres.
- Une configuration (B) où des joints à lèvres sont présents dans les blocs supports.

Les deux configurations sont représentées sur la Figure II.6.

En soustrayant les pertes obtenues dans la configuration (B) avec celles obtenues dans la configuration (A), on obtient alors le couple de pertes d'un joint, comme montré sur la Figure I.2, à 6500 tr/min. Il est notable que le couple de pertes obtenu est indépendant de la température et la valeur expérimentale vaut 0,15 N.m. Il y a donc une différence de moins d'1% entre la valeur théorique et expérimentale.

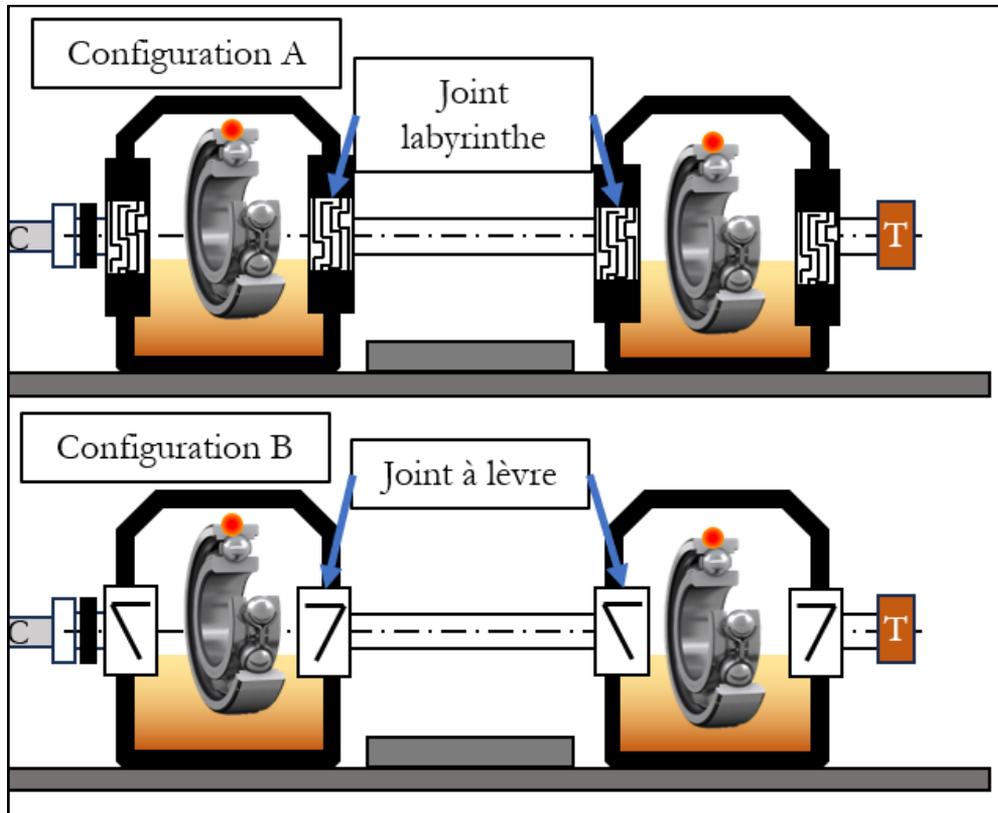


Figure II.6. Les deux configurations considérées pour obtenir le couple de pertes d'un joint à lèvres

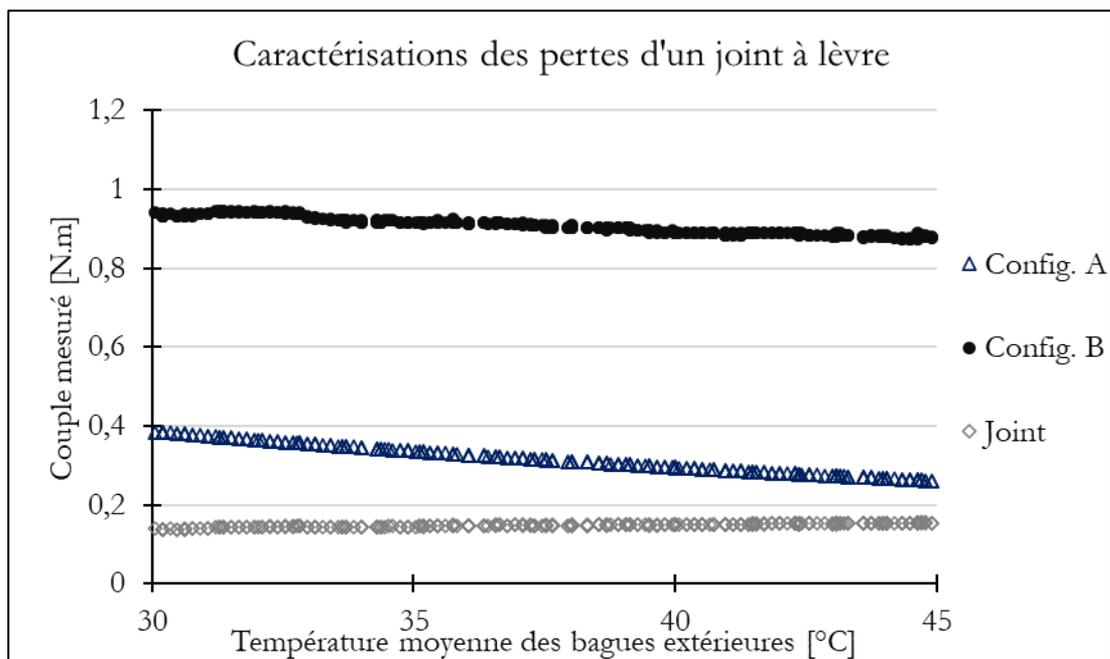


Figure II.7. Caractérisation du couple de pertes d'un joint

II.2.4.2 Détermination du couple de pertes des roulements supports

Le couple de pertes des joints à lèvres a été obtenu, il reste à déterminer le couple de pertes des roulements supports. Pour ce faire, un bloc calibrage contenant deux roulements identiques à ceux présents dans les blocs supports est mis en place en tant que bloc central. La référence des roulements à gorge profonde (GP) est 61910, dont les caractéristiques sont données dans le Tableau II.3.

Tableau II.3. Caractéristiques du roulement 61910

Désignation	Valeur	Unité
Diamètre moyen	61	[mm]
Diamètre intérieur	50	[mm]
Diamètre extérieur	72	[mm]
Nombre de billes	16	[-]
Charge statique	11 800	[N]
Diamètre de bille	6,75	[mm]
Vitesse maximale	12 000	[tr/min]
Largeur	12	[mm]

Ces roulements sont lubrifiés par barbotage, le niveau d'huile est le même dans les trois blocs et des joints à lèvres identiques sont présents pour garantir l'étanchéité. Ainsi, dans cette configuration, le couple de pertes total mesuré vaut :

$$C_T^{Calib} = 4 * C_{R_{Supp}} + 6 * C_J \quad (II.4)$$

Avec :

$$C_T^{Calib} \quad \text{Couple total mesuré en configuration calibrage} \quad [N.m]$$

Il est important que le couple de pertes des roulements supports soit prédictif pour chaque température des bagues extérieures, charge radiale appliquée et vitesse testée. Cela est nécessaire afin de soustraire, pour n'importe quelle condition, le couple de pertes des blocs supports au couple de pertes total mesuré. C'est pourquoi il est nécessaire de définir une loi dépendant de ces trois paramètres. La loi empirique choisie est basée sur le modèle de Harris, avec une loi complexe de la viscosité. La loi de viscosité est composée de 2 parties (entre crochets dans l'équation (II.6)), une partie permettant de reproduire le comportement des pertes de puissance au démarrage. La seconde partie permet de prendre en compte les variations de paramètres et le comportement des pertes après le démarrage.

$$C_{R_{Supp}} = 2 \cdot 10^{-7} d_m^3 N^{0,67} v_{Opti}^{0,67} + 0,0002 \left(\frac{F_r}{2 C_0} \right)^{0,55} d_m \frac{F_r}{2} \quad (II.5)$$

Avec :

$$v_{Opti} = \left[\frac{1}{1 + C_1 T_{Moy Supp}^{C_2} N^{C_3}} \right] \left[C_4 (C_5 + T_{Moy Supp})^{C_6} (C_7 + N)^{C_8} (C_9 + F_r)^{C_{10}} \right] \quad (II.6)$$

v_{opti}	Viscosité optimisée numériquement	[cSt]
$T_{Moy Supp}$	Température moyenne des bagues extérieures des roulements supports	[°C]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
F_r	Force radiale	[N]

Par identification paramétrique, les coefficients C_1, C_2, \dots, C_{10} sont déterminés pour chaque vitesse (cf. Tableau II.4) et le couple de pertes d'un roulement support est alors obtenu.

Tableau II.4. Coefficients trouvés par optimisation numérique

Désignation	3200 tr/min	4800 tr/min	6500 tr/min	8070 tr/min
C_1	7,91E+02	7,91E+02	7,91E+02	7,91E+02
C_2	-1,86E+01	-1,04E+01	-4,39E+00	-4,85E+00
C_3	8,88E+00	4,81E+00	1,71E+00	1,90E+00
C_4	7,39E-02	1,01E-01	-7,95E-02	-1,83E-02
C_5	4,22E+00	3,82E+00	-6,76E+00	-5,54E+00
C_6	4,23E+01	4,23E+01	4,23E+01	4,23E+01
C_7	3,12E+00	3,12E+00	3,12E+00	3,12E+00
C_8	7,15E+00	4,09E+00	2,54E+00	2,73E+00
C_9	-1,46E+01	-8,16E+00	-5,24E+00	-5,65E+00
C_{10}	4,41E+00	1,66E+00	3,27E-01	4,19E-01

La Figure II.8 montre l'évolution du couple de pertes pour deux vitesses : (a) 4800 tr/min et (b) 9700 tr/min et pour chaque vitesse, deux charges appliquées : 1 kN et 3 kN. La complexité de la loi utilisée pour simuler les pertes des roulements supports est justifiée par l'évolution singulière du couple de pertes à hautes vitesses. Étant donné que ce comportement est complexe à étudier et que ce n'est pas l'objectif ici, l'utilisation d'une loi, purement mathématique, permet de s'affranchir d'une étude plus approfondie sur les roulements supports. Le calibrage du banc d'essai est donc correctement réalisé car les données mesurées et les données simulées sont très proches. L'erreur relative du modèle sur l'ensemble des mesures est de 0,5%.

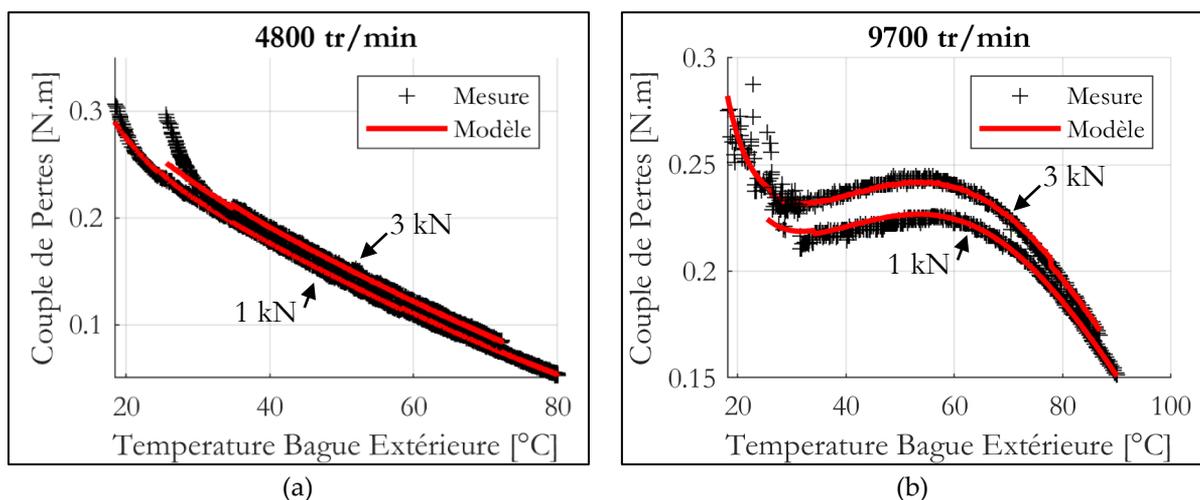


Figure II.8. Caractérisation du couple de pertes d'un roulement support. (a) 4800 tr/min. (b) 9700 tr/min.

Par ailleurs, afin d'avoir un ordre de grandeur des puissances en jeu sur le banc d'essai, les pertes de puissance de l'ensemble du banc et pour plusieurs vitesses sont présentées sur la Figure II.9. À 9700 tr/min, presque 2 kW de puissance sont consommés par l'ensemble des roulements et joints à lèvres.

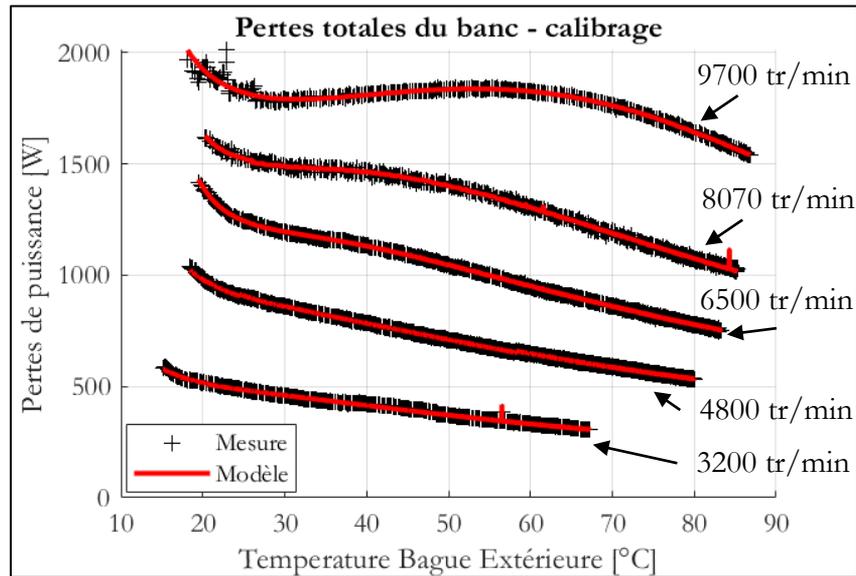


Figure II.9. Pertes totales d'un banc d'essai en configuration calibrage

Le banc d'essai étant calibré, les tests sur un roulement défini peuvent être réalisés.

II.3 Étude expérimentale des pertes de puissance dans les roulements à gorge profonde.

II.3.1 Bloc mesure et matrice d'essai

II.3.1.1 Bloc mesure

L'étude porte sur un roulement à gorge profonde, ayant la référence 6210. Ses caractéristiques sont présentées dans le Tableau II.5.

Tableau II.5. Caractéristiques du roulement 6210

Désignation	Valeur	Unité
Diamètre moyen	70	[mm]
Diamètre intérieur	50	[mm]
Diamètre extérieur	90	[mm]
Nombre de billes	10	[-]
Charge statique	23 800	[N]
Diamètre de bille	12,7	[mm]
Vitesse maximale	9000	[tr/min]
Largeur	20	[mm]

La conception et fabrication d'un bloc est nécessaire afin d'adapter ce roulement sur le banc d'essai. Le bloc mesure conçu, présenté sur la Figure II.10, permet de remplir les critères suivants :

- Application d'une charge radiale sur le roulement ;
- Lubrification du roulement par écoulement d'huile en façade. L'amenée d'huile se fait par l'intermédiaire des pompes présentées précédemment.
- Évacuation de l'huile (éviter une stagnation) afin d'éviter du barbotage et d'assurer l'étanchéité du bloc (à l'aide de joints labyrinthes).

L'huile utilisée pour la lubrification est similaire à celle utilisée pour le calibrage du banc d'essai.

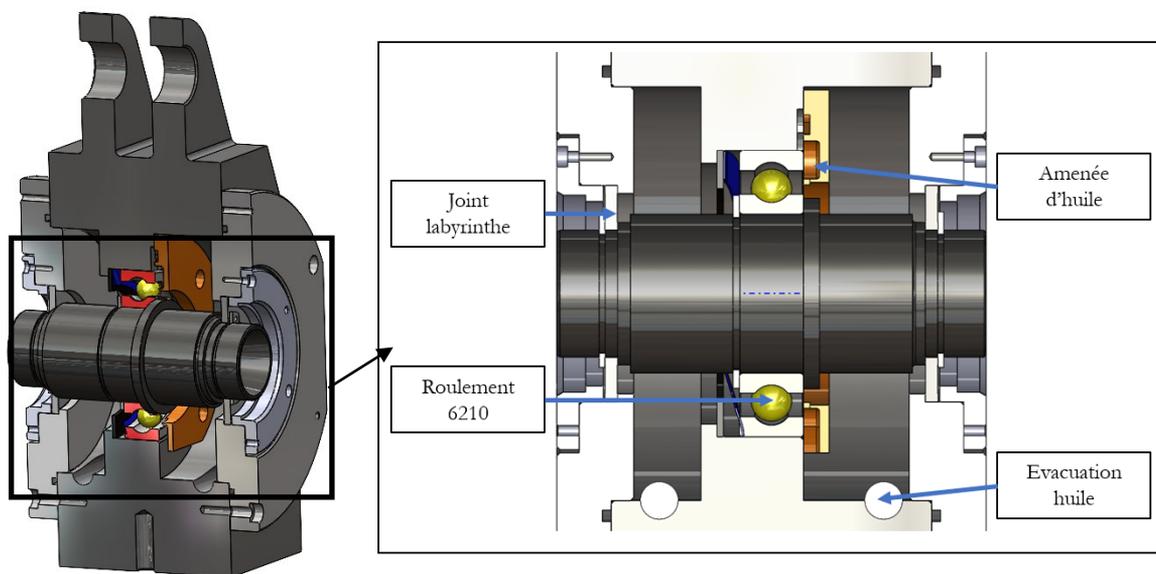


Figure II.10. Bloc mesure pour le roulement à gorge profonde

II.3.1.2 Matrice d'essai

La matrice d'essai a été conçue de manière à tester l'influence de plusieurs paramètres sur les pertes de puissance :

- Vitesse de rotation : 4 vitesses ont été testées (3200, 4800, 6500 et 8070 tr/min). L'application reste en vitesse modérée étant donné que le produit $N d_m$ est inférieur au million (de 224 000 à 564 900).
- Charge radiale : plusieurs charges radiales (400 N, 1000 N et 3000 N) ont été testées. Ainsi, l'application peut être considérée à faible charge ($< 5/10\% C_0$).
- Lubrification : 2 températures d'injection ont été testées, 25°C et 50°C, ainsi que 2 débits d'huile : 6 L/h et 15 L/h.

Par ailleurs, un essai de répétabilité est également réalisé, à 8070 tr/min.

La matrice d'essai obtenue est présentée dans le Tableau II.6.

Tableau II.6. Matrice d'essai roulement à gorge profonde 6210

N° de test	Vitesse [tr/min]	T° d'injection [°C]	Débit d'huile [L/h]	Charge radiale [kN]
1	3200-4800-6500-8070	50	15	1
2	4800	25 - 50	15	1
3	8070	50	6 - 15	1
4	6500	50	15	0,4 - 1
5	8070	50	15	1 - 2 - 3
6	8070	50	15	1

II.3.2 Résultats expérimentaux

Cette partie présente les résultats expérimentaux obtenus sur le roulement 6210. L'objectif est d'étudier l'influence de plusieurs paramètres sur les pertes de puissance générées par le roulement GP.

II.3.3 Évolution avec la vitesse

L'évolution de température de la bague intérieure est affichée sur la Figure II.11 pour 4 vitesses différentes. Ces résultats correspondent au test n°1 dans la matrice d'essai (Tableau II.6). La température des bagues du roulement GP monte plus rapidement quand la vitesse augmente.

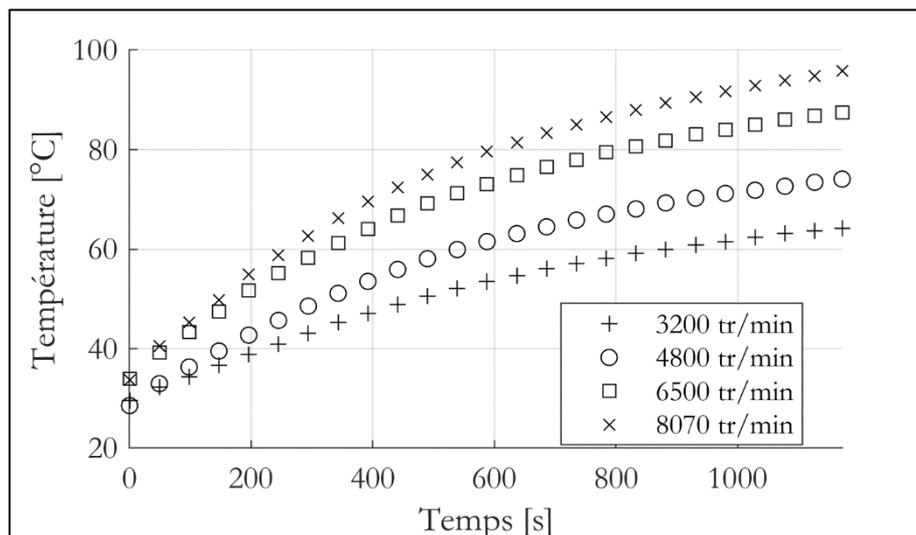


Figure II.11. Évolution de la température de la BI du roulement GP pour 4 vitesses différentes

Les pertes de puissance correspondantes sont représentées sur la Figure II.12-a. Tout d'abord, on constate que les pertes de puissance diminuent avec le temps. Ce comportement peut s'expliquer par la diminution de la viscosité de l'huile au fur et à mesure que le roulement chauffe. De plus, les pertes de puissance augmentent avec la vitesse. Cependant, le comportement thermique du roulement n'est pas identique pour les différentes courbes (par exemple, à 1000s, la température de la bague intérieure est d'environ 90°C à 8070 tr/min et 60°C à 3200 tr/min). Il

est donc plus pertinent de comparer ces évolutions de pertes à un même équilibre thermique. C'est pourquoi, sur la Figure II.12-b, les pertes de puissance sont tracées en fonction de la température moyenne bague extérieure (BE) – bague intérieure (BI). On peut conclure qu'à température moyenne identique, les pertes de puissance sont multipliées par 3 lorsque la vitesse est deux fois plus élevée. Pour la suite de l'étude, les pertes sont toujours tracées en fonction de la température moyenne BI-BE.

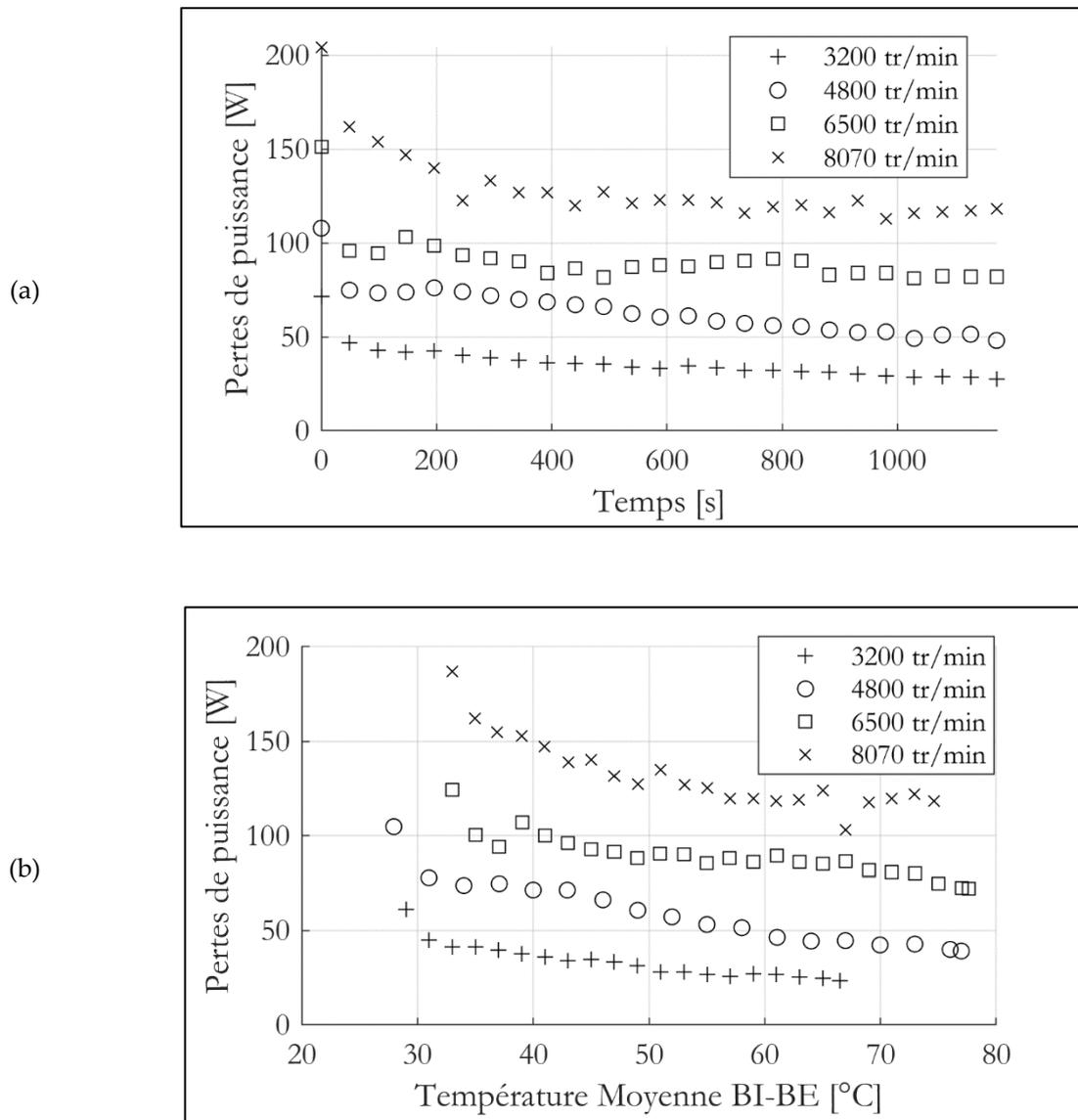


Figure II.12. (a) Évolution des pertes de puissance en fonction du temps. (b) Évolution des pertes de puissance en fonction de la température moyenne BI-BE

II.3.3.1 Évolution avec la température d'injection

La Figure II.13 montre l'évolution des pertes de puissance pour deux températures d'injection d'huile différentes (25°C et 50°C) à 4800 tr/min (test n°2 dans la matrice d'essai). Il peut être conclu que la température d'injection de l'huile influe très peu sur les pertes de puissance générées par le roulement, contrairement aux températures de masse des éléments du roulement :

- Passer d'une température d'injection de 25°C à 50°C engendre une variation de pertes d'environ 5%.
- Passer d'une température moyenne BI-BE de 50°C à 30°C engendre une variation de pertes d'environ 40%.

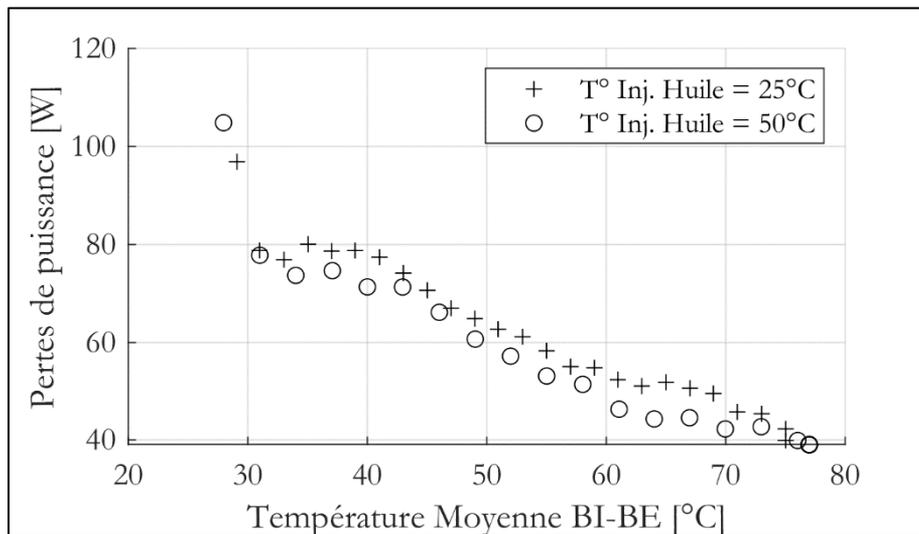


Figure II.13. Évolution des pertes de puissance pour 2 températures d'injection d'huile différentes en fonction de la température moyenne BI-BE

II.3.3.2 Évolution avec le débit d'huile

Sur la Figure II.14, l'évolution des pertes de puissance est tracée pour deux débits d'huile différents (6 L/h et 15 L/h) à 8070 tr/min (en référence au test n°3 dans la matrice d'essai). Les pertes de puissance sont très légèrement modifiées par le débit d'huile.

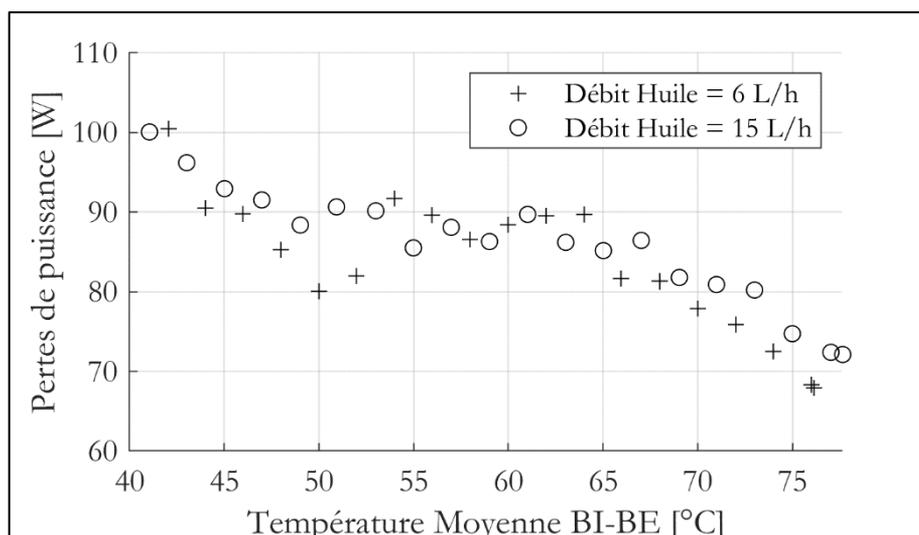


Figure II.14. Évolution des pertes de puissance pour 2 débits d'huile différents en fonction de la température moyenne BI-BE

II.3.3.3 Évolution avec la charge radiale

Les évolutions de pertes de puissance pour différentes charges radiales à 6500 tr/min (test n°4) et à 8070 tr/min (test n°5) sont affichées sur la Figure II.15. Les pertes de puissance sont faiblement impactées par la charge radiale. Néanmoins, il est visible que l'augmentation de la charge radiale conduit à une augmentation des pertes de puissance.

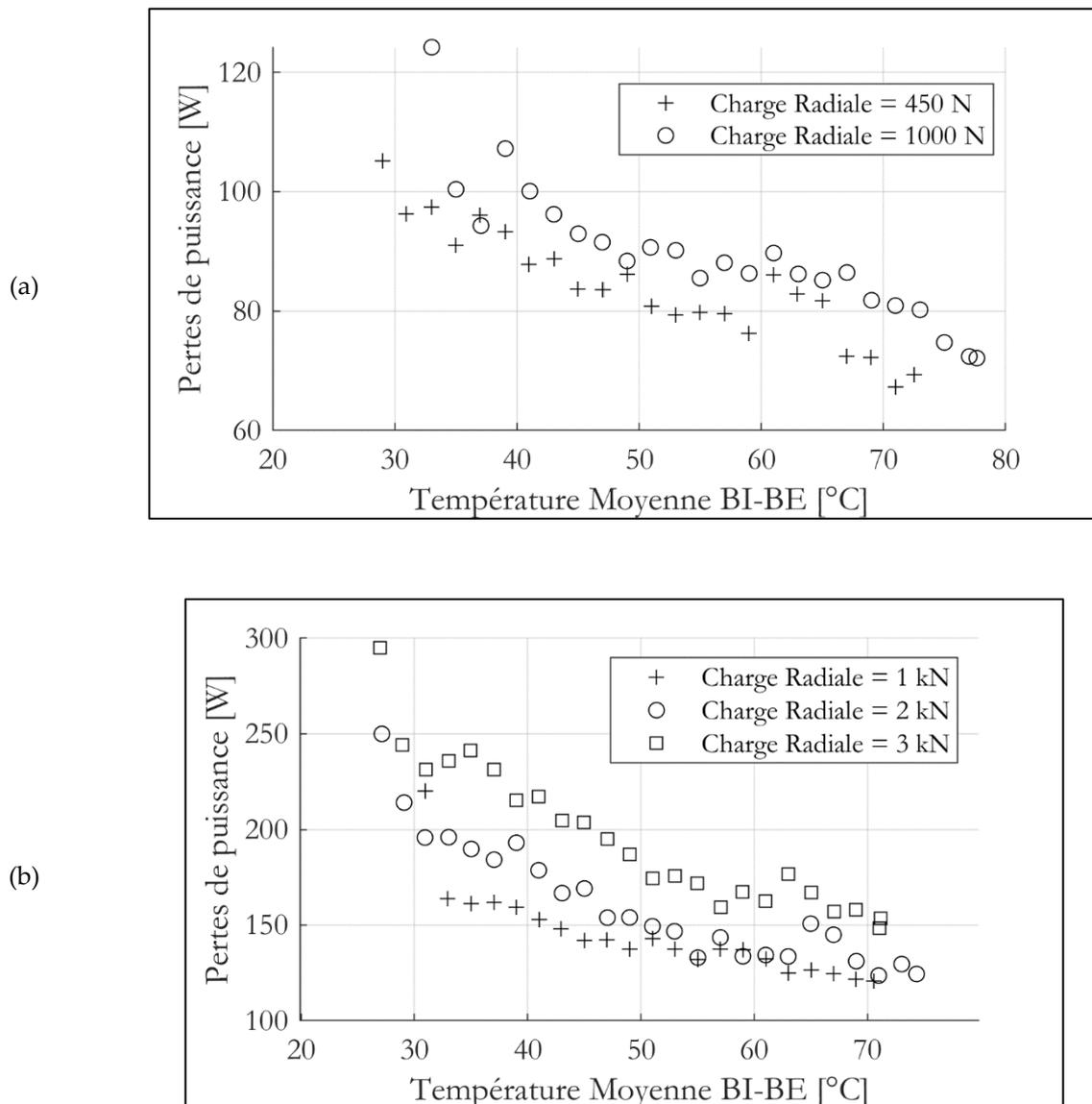


Figure II.15. Évolution des pertes de puissance pour différentes charges radiales en fonction de la température moyenne BI-BE. (a) 6500 tr/min (b) 8070 tr/min

II.3.3.1 Répétabilité de la mesure

Un essai de répétabilité à 8070 tr/min (test n°6) a été effectué afin de vérifier la pertinence des données mesurées. Les résultats sont affichés sur la Figure II.16. Les données mesurées sont très proches pour les deux essais sur l'ensemble de la courbe. Il est donc justifié que les essais soient répétables. Néanmoins, il est notable que ponctuellement, l'erreur entre les deux essais

peut-être assez élevée (20 W d'écart à 53°C, soit 16% d'écart). Pour rappel, l'incertitude de mesure est de 0.02 N.m. L'incertitude sur les pertes de puissance dépend donc de la vitesse de

rotation, les valeurs sont affichées dans le Tableau II.7. Cette incertitude sera représentée graphiquement dans la prochaine section.

Tableau II.7. Incertitudes de mesure pour chaque vitesse

Vitesse [tr/min]	Incertitude de mesure [W]
3200	6,7
4800	10,1
6500	13,6
8070	16,9

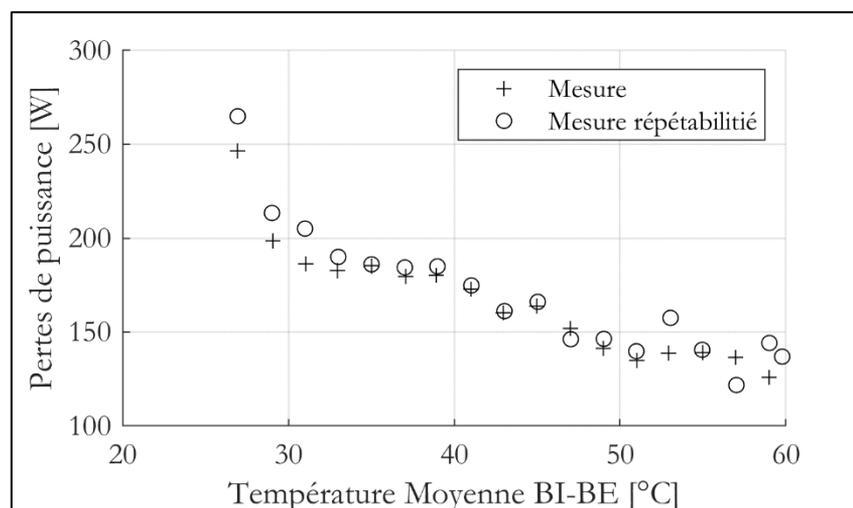


Figure II.16. Essai de répétabilité à 8070 tr/min

II.3.3.2 Conclusion sur l'influence des paramètres

L'étude expérimentale a permis de mettre en avant la génération de pertes de puissance du roulement 6210 faiblement chargé. L'influence des différents paramètres sur les pertes de puissance a été investiguée. Afin de dresser un bilan, les variations de pertes de puissance sont étudiées pour une variation de paramètre donné, ceci à une température moyenne BI/BE de 50°C. Les résultats de ce bilan se trouvent sur la Figure II.17. Le graphique se lit de la manière suivante : une multiplication de la vitesse par 2 à 3200 tr/min entraîne une augmentation des pertes d'environ 200%. Autre exemple, à 8070 tr/min, augmenter la charge radiale de 1000 N à 3000 N entraîne une augmentation des pertes de 27%.

Ainsi, il est visible que :

- La température d'injection et le débit d'huile ont très peu d'influence sur les pertes de puissance (augmentation des pertes inférieure à 10 %).

- La force radiale impacte légèrement les pertes de puissance. Augmenter la charge augmente les pertes (augmentation des pertes entre 5 % et 20 %)
- La température de masse des éléments du roulement (BE et BI) est un facteur très influent (augmentation des pertes entre 40 et 60 %).
- La vitesse est un paramètre très influent (augmentation des pertes supérieure à 50%).
- Les pertes générées par un roulement peu chargé ne sont pas nulles, l'ordre de grandeur reste important (~ 150 W à 8070 tr/min et 50 °C).

Ces conclusions sont valides pour les variations de paramètres qui ont été étudiées durant cette campagne expérimentale.

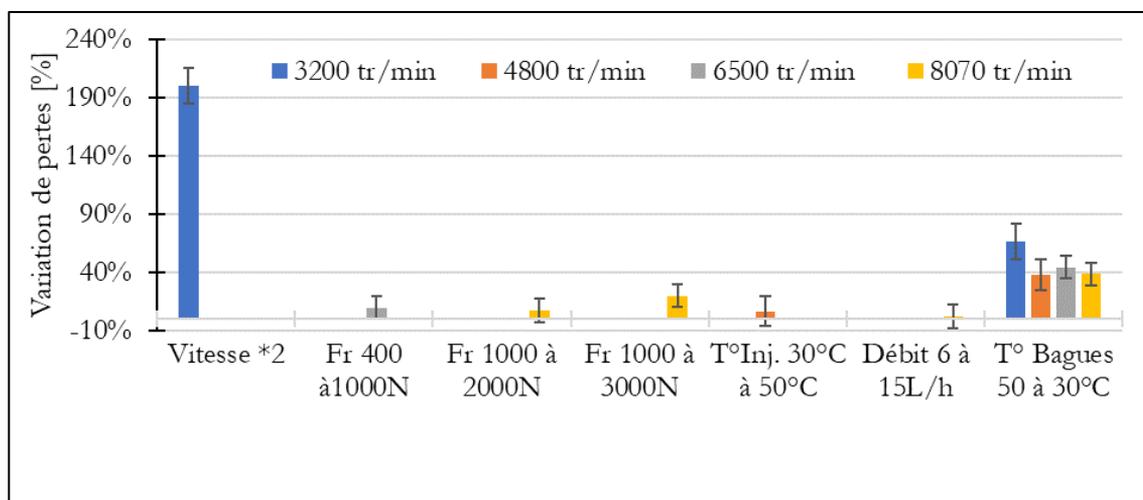


Figure II.17. Influence de la variation des paramètres testés sur les pertes de puissance du roulement 6210

II.4 Comparaison avec les modèles existants

La partie précédente a permis de mesurer les pertes de puissance générées par le roulement GP 6210. Cette section a pour objectif de comparer les modèles existants, présentés dans le premier chapitre, avec les pertes mesurées.

II.4.1 Modèle de Harris-Palmgren

II.4.1.1 Utilisation du modèle sans modification

Comme mentionné dans le Chapitre I, le modèle de Harris-Palmgren est composé de deux contributions : une dépendante de la charge (M_1) et une indépendante (M_0). Les paramètres sont donnés en fonction du type de roulement, de la lubrification, ... Dans cette étude : un roulement GP, lubrifié par injection, entraîne un paramètre $f_0 = 4$, selon Harris [7], et un paramètre $f_1 = 0,0006 \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0.55}$. Ce paramètre est tout d'abord utilisé dans le modèle. La viscosité dans le modèle est calculée à partir de la température moyenne BI-BE, mesurée expérimentalement. Ce choix s'explique par les résultats expérimentaux, qui ont montré que ce sont les températures de masse des éléments du roulement qui influent sur les pertes de puissance, et non la température

d'injection. Un exemple de résultat obtenu avec le modèle de Harris est montré sur la Figure II.18 pour le test n°1. Les erreurs sont très élevées ($\sim 200\%$). En étudiant les contributions du modèle de Harris, il est visible que la contribution indépendante de la charge est trop élevée. Ainsi le paramètre f_0 doit être modifié.

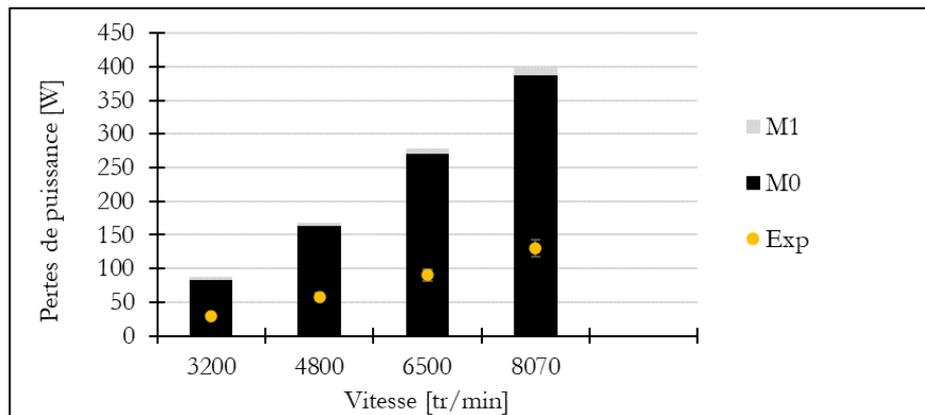


Figure II.18. Comparaison mesures – modèle Harris $f_0 = 4$, à 50°C

II.4.1.2 Étude du f_0

Le paramètre f_0 optimisé est obtenu grâce aux mesures expérimentales de pertes de puissance. L'objectif est de trouver le f_0 qui minimise les écarts entre les pertes mesurées et les pertes expérimentales.

Par ailleurs, une contribution de pertes de puissance due à la traînée aérodynamique est ajoutée au modèle de Harris, comme préconisé par Niel [52]: on suppose que les éléments roulants se déplacent dans un fluide qui est un mélange d'air et d'huile. L'estimation des pertes par traînée est réalisée à l'aide des travaux de Pouly [3] :

$$P_{tr} = \rho_{br} c_d Z \frac{A_c}{2} \left(\omega_c \frac{d_m}{2} \right)^3 \quad (\text{II.7})$$

Pour le roulement 6210, l'épaisseur de cage est estimée à 30% du diamètre de la bille. Le coefficient de traînée est estimé à 0,15, d'après les travaux de Marchesse [74]. La masse volumique du brouillard d'huile est calculée à l'aide de l'équation (I.47), définie dans le Chapitre I, ainsi que la vitesse de la cage (équation (I.24)). Ces pertes par traînée sont additionnées au modèle de Harris.

Avec :

P_{tr}	Pertes par traînée	[W]
ρ_{br}	Masse volumique du brouillard d'huile	[kg.m ⁻³]
c_d	Coefficient de traînée	[-]
A_c	Aire prise en compte	[m ²]
ω_c	Vitesse de la cage	[rad.s ⁻¹]

Le f_0 , obtenu en minimisant les écarts entre les pertes mesurées et les pertes expérimentales, vaut 1,35, comme le montre la Figure II.19 :

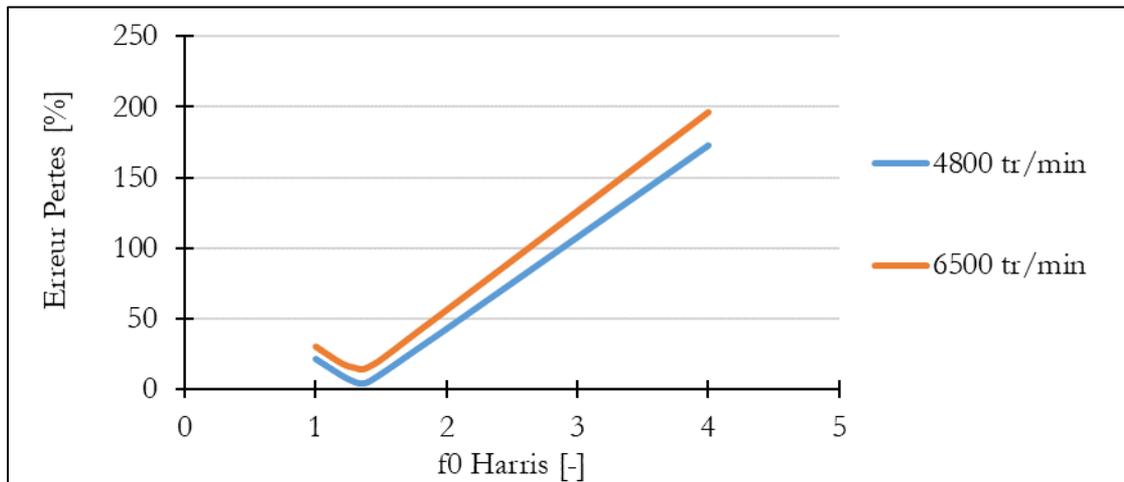


Figure II.19. Optimisation du paramètre f_0 pour le roulement 6210Z

Ainsi, le f_0 obtenu est beaucoup plus faible que celui préconisé par Harris. Cette valeur est plus proche de celle proposée pour une lubrification mixte air-huile (entre 1.5 et 2). Cette valeur de f_0 est désormais utilisée dans le modèle de Harris.

Évolution avec la vitesse

Le modèle de Harris avec un f_0 optimisé et la contribution de traînée est simulé pour différentes vitesses (test n°1). Les résultats sont montrés sur la Figure II.20. Les courbes noires représentent les pertes de puissance calculées avec le modèle développé. Les zones grisées représentent l'incertitude de mesure.

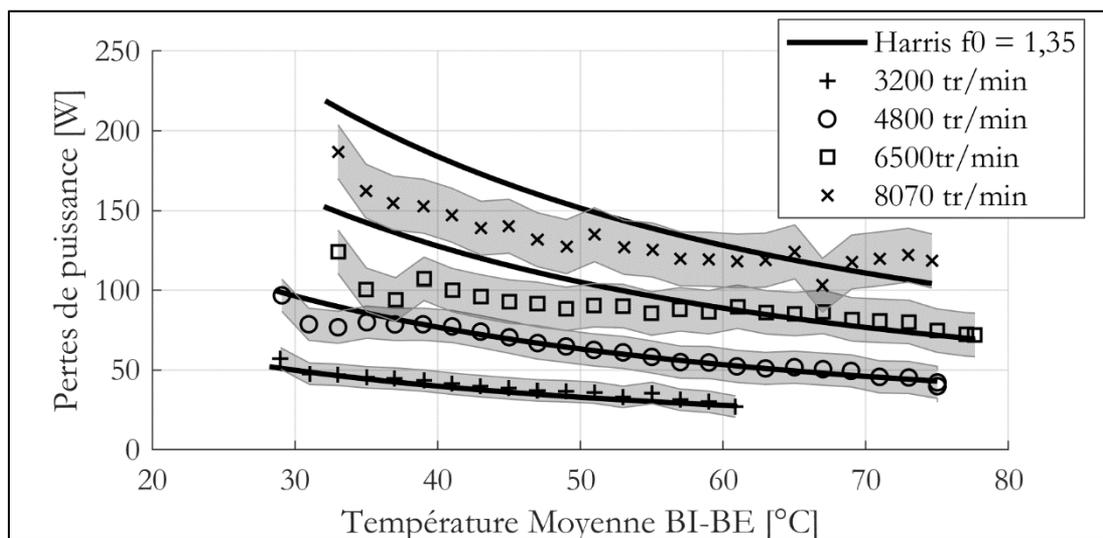
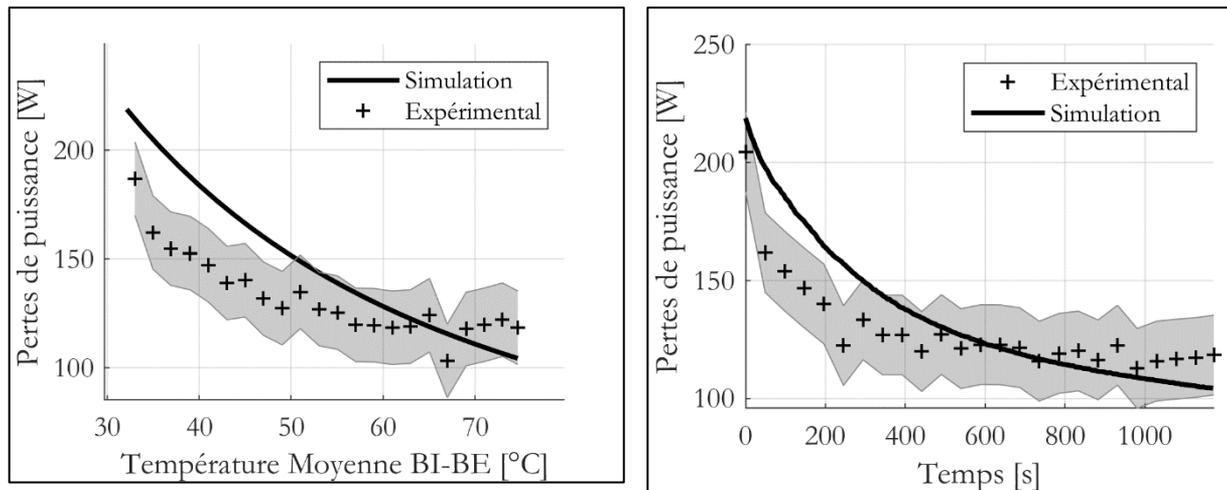


Figure II.20. Comparaison expérimentale – modèle Harris $f_0 = 1,35$ pour différentes vitesses.

Les résultats sont très intéressants, notamment à haute température. Il est visible que les erreurs augmentent à haute vitesse et à faible température. Cela peut s'expliquer à l'aide de la thermique du roulement, et sera développé dans le Chapitre III. Pour illustrer l'impact du temps et de la thermique, la Figure II.21 montre l'évolution des pertes de puissance mesurées et simulées (modèle de Harris) à 8070 tr/min. Sur la Figure II.21a, les pertes sont tracées en fonction de la température moyenne BI-BE. Sur la Figure II.21b, les pertes sont tracées en fonction du temps. Il est visible que les pertes sont surestimées sur la phase de démarrage. En

revanche, lorsque la température du roulement se stabilise, les pertes sont correctement prédites par le modèle de Harris avec un f_0 optimisé. Sur l'ensemble des essais réalisés, l'erreur moyenne de prédiction des pertes de puissance est de 10% sur l'ensemble de la plage de température.



(a)

(b)

Figure II.21. Comparaison mesures – modèle Harris $f_0 = 1,35$. (a) Pertes en fonction de la température moyenne BI-BE. (b) Pertes en fonction du temps.

Par ailleurs, la Figure II.22 montre la répartition des contributions pour plusieurs vitesses (en référence au test n°1). Il en résulte que la contribution indépendante de la charge est majoritaire (~90%). Les 10% restants sont partagés entre la contribution dépendante de la charge et la traînée. Cela s'explique par le faible chargement appliqué sur le roulement.

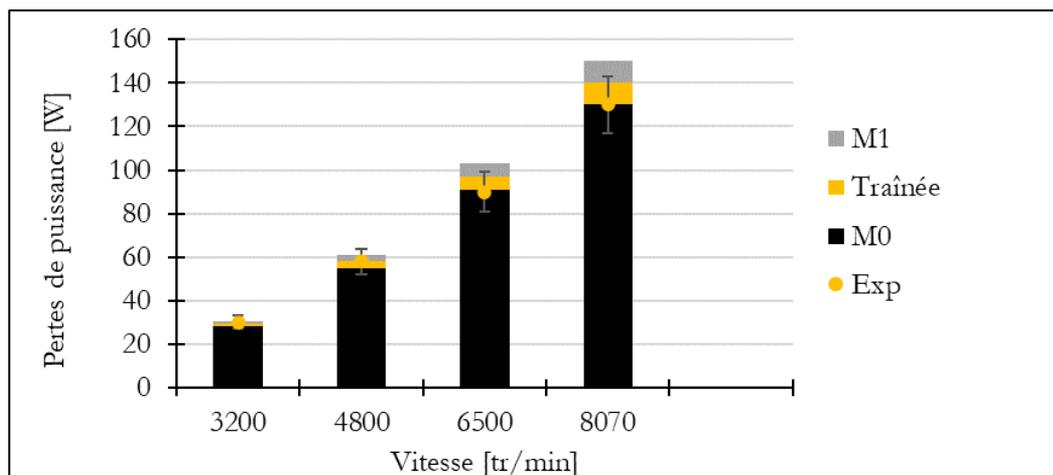


Figure II.22. Répartition des contributions du modèle de Harris $f_0 = 1,35$ pour différentes vitesses, à 50°C.

Évolution avec la température d'injection

Expérimentalement, il a été montré que la température d'injection n'a que très peu d'influence sur les pertes de puissance. Dans le modèle de Harris, la température d'injection n'apparaît pas. En revanche, il est intéressant d'étudier quelle est la température à prendre en compte pour le calcul de la viscosité. Sur la Figure II.23, le modèle de Harris est simulé pour un

essai à 4800 tr/min, la température d'injection est de 50°C. Plusieurs simulations sont effectuées, où le calcul de la viscosité est effectué à partir de :

- La température de l'huile injectée (courbe bleue) ;
- La température de la BE (courbe grise) ;
- La température de la BI (courbe rouge) ;
- La température moyenne BI-BE (courbe noire).

Il est mis en évidence que les pertes de puissance dépendent des températures de masse des éléments du roulement et non de la température d'injection. Dans le cas du calcul de la viscosité à partir de la température d'injection de l'huile, les pertes sont constantes car la température d'injection de l'huile est constante. En revanche, en calculant la viscosité à partir de la température de la BE, de la BI ou de la moyenne BI-BE, la tendance des pertes de puissance est correctement prédite. Par ailleurs, c'est en prenant en compte la température moyenne BI-BE que les résultats sont les plus intéressants.

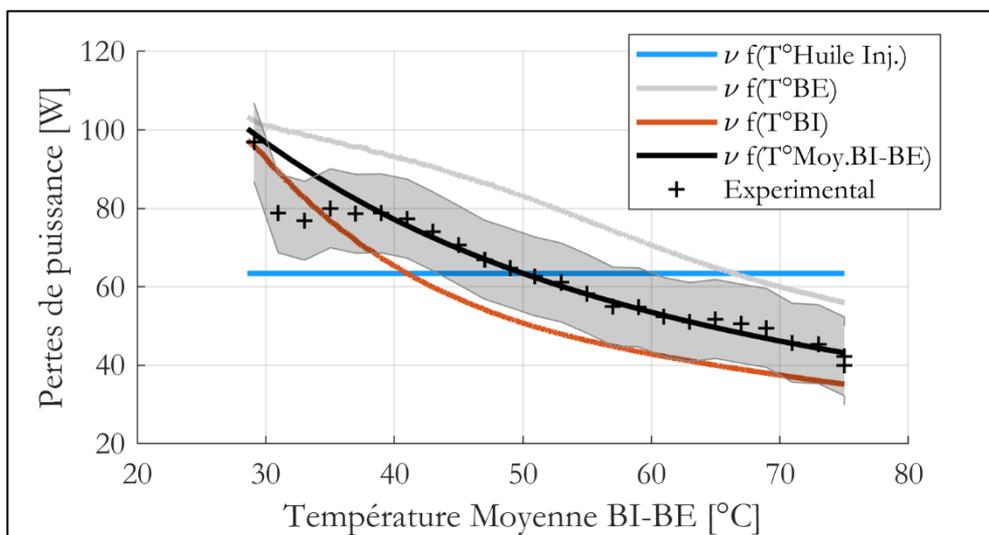


Figure II.23. Comparaison expérimentale – modèle Harris $f_0 = 1,35$ pour différents calculs de viscosité.

Évolution avec le débit d'huile

Le débit d'huile injecté n'apparaît pas dans le modèle de Harris. En revanche, un terme de traînée aéro-hydrodynamique a été ajouté. Cette contribution de traînée est dépendante du débit d'huile par l'intermédiaire de la fraction d'huile contenue dans le roulement (équation (I.47)). Le débit apparaît à la puissance 0.37. Ainsi, multiplier le débit par 2,5 multiplie la fraction d'huile, et par conséquent la densité du brouillard d'huile et donc les pertes par traînée, par 1,5. L'évolution des pertes par traînée en fonction de la vitesse de rotation est affichée sur la Figure II.24. Les deux débits testés sont simulés. À 6500 tr/min, multiplier le débit par 2,5 augmente les pertes par traînée de seulement 3 W. Sur la Figure II.25, le modèle de Harris est simulé pour deux débits différents à 6500 tr/min (test n°3). Le modèle est en adéquation avec les mesures expérimentales.

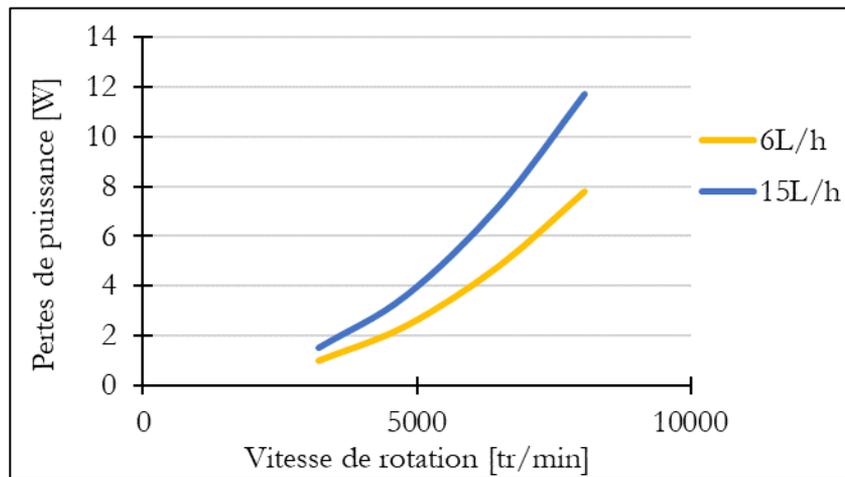


Figure II.24. Évolution des pertes par traînée pour deux débits différents

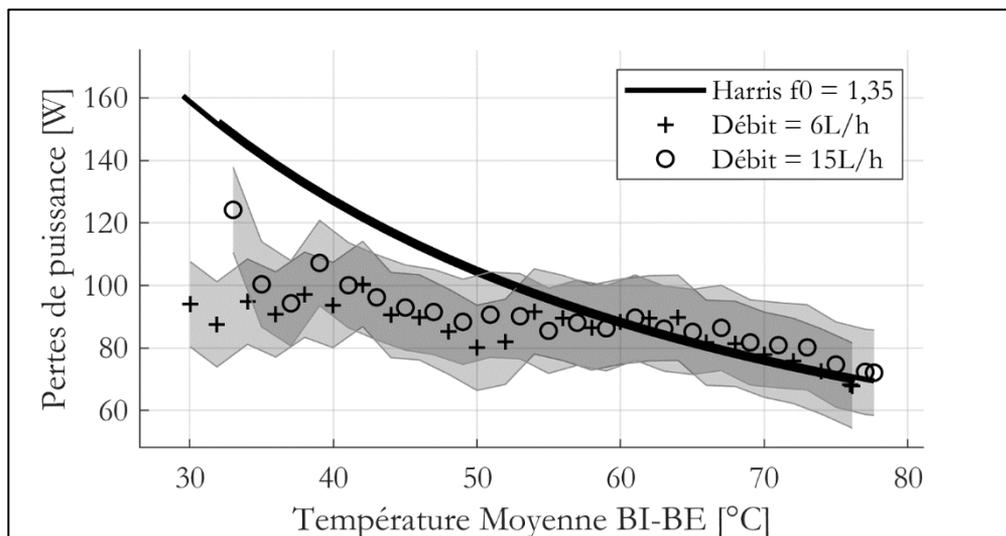


Figure II.25. Comparaison expérimentale – modèle Harris $f_0 = 1,35$ pour différents débits.

Évolution avec la charge radiale

La charge radiale est prise en compte dans le modèle de Harris par l'intermédiaire de la contribution dépendante de la charge. Sur la Figure II.26, le modèle de Harris est simulé pour deux charges radiales à 6500 tr/min (test n°4). Le modèle prend correctement en compte une augmentation des pertes de puissance (~ 6 W) lorsque la charge est augmentée de 450 N à 1000 N. Ainsi, le paramètre f_1 dans la contribution dépendante de la charge ne semble pas nécessiter de correction.

Pour conclure, le modèle de Harris permet une bonne prédiction des pertes de puissance à condition de modifier le paramètre f_0 , ce qui est en accord avec les résultats publiés dans la littérature. Dans la suite de ce chapitre, c'est le modèle de SKF qui va être analysé.

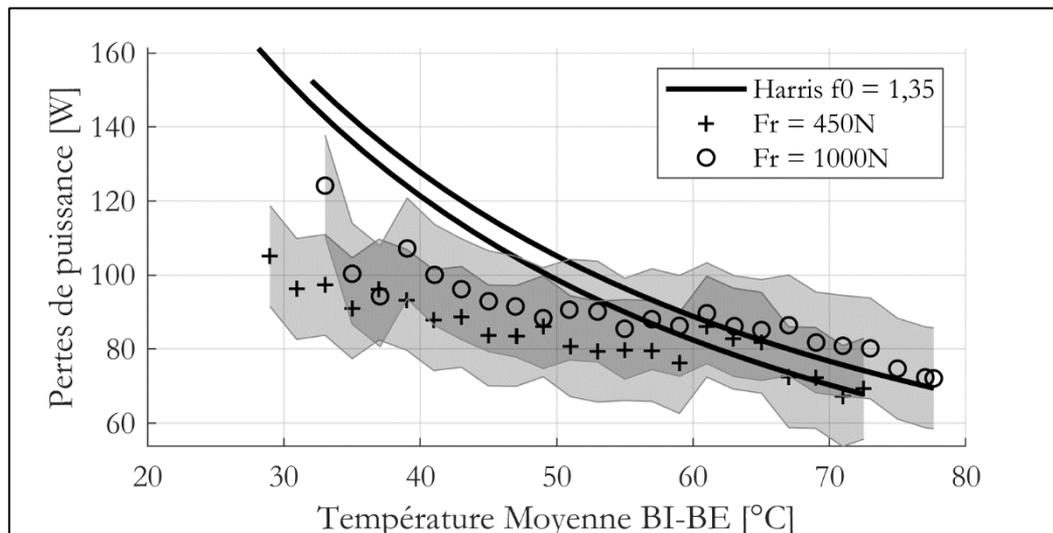


Figure II.26. Comparaison expérimentale – modèle Harris $f_0 = 1,35$ pour différentes charges radiales

II.4.2 Modèle de SKF

II.4.2.1 Utilisation sans modification du modèle

Comme mentionné dans le Chapitre I, le modèle de SKF [78] est composé de trois contributions : « rolling », « sliding » et « drag ». La viscosité est calculée à partir de la température moyenne BI-BE. Le modèle est simulé pour différentes vitesses (test n°1) et la répartition des contributions à 50°C est montrée sur la Figure II.27. À basse vitesse, la prédiction des pertes est cohérente avec la mesure. En revanche, en augmentant la vitesse, la contribution du « drag » devient trop importante et les écarts augmentent fortement (36% d'écart à 8070 tr/min). Par ailleurs, il peut également être noté que sans la contribution de traînée, les pertes sont sous-estimées. Enfin, le « sliding » est une contribution très faible.

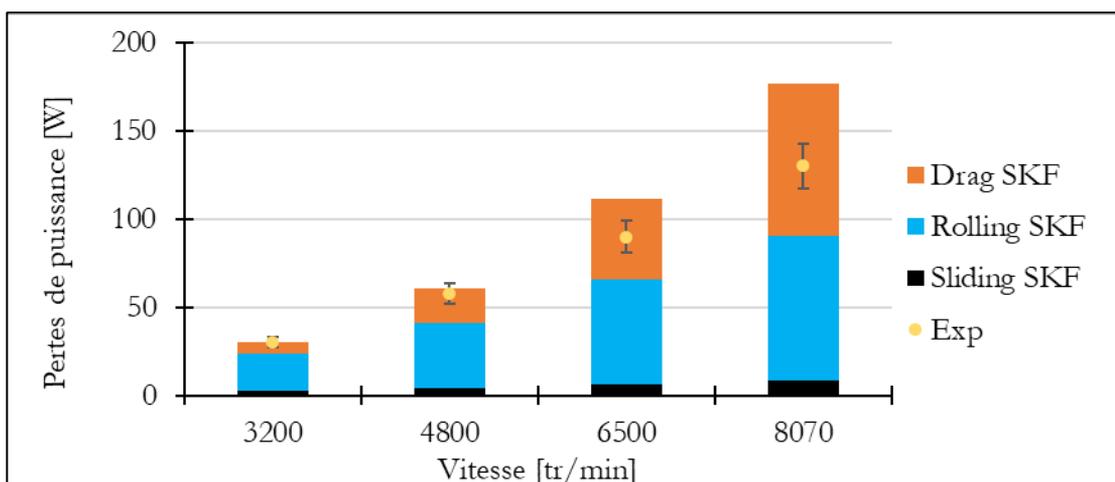


Figure II.27. Comparaison mesures – modèle SKF, à 50°C

II.4.2.2 Modification du modèle

De manière à avoir un modèle de pertes prédictif, des modifications sont nécessaires. Voici les modifications apportées :

- Remplacement de la contribution « drag » par une contribution de traînée, identique à celle utilisée pour le modèle de Harris précédemment.
- Non prise en compte du coefficient ϕ_{rs} dans le « rolling », le roulement est correctement approvisionné en lubrifiant, il n'y a donc pas nécessité de prendre en compte des effets de sous-alimentation du contact.
- Comme proposé par Brossier [79], la charge radiale est limitée à 10% du C0. Cette condition permet d'éviter d'avoir la contribution de roulement hydrodynamique qui tend vers 0 lorsque la charge tend vers 0.

Évolution avec la vitesse

Avec ces modifications, les résultats obtenus avec le modèle adapté de SKF sont très pertinents, comme le montre la Figure II.28. Le modèle de SKF y est comparé aux mesures expérimentales pour différentes vitesses (test n°1).

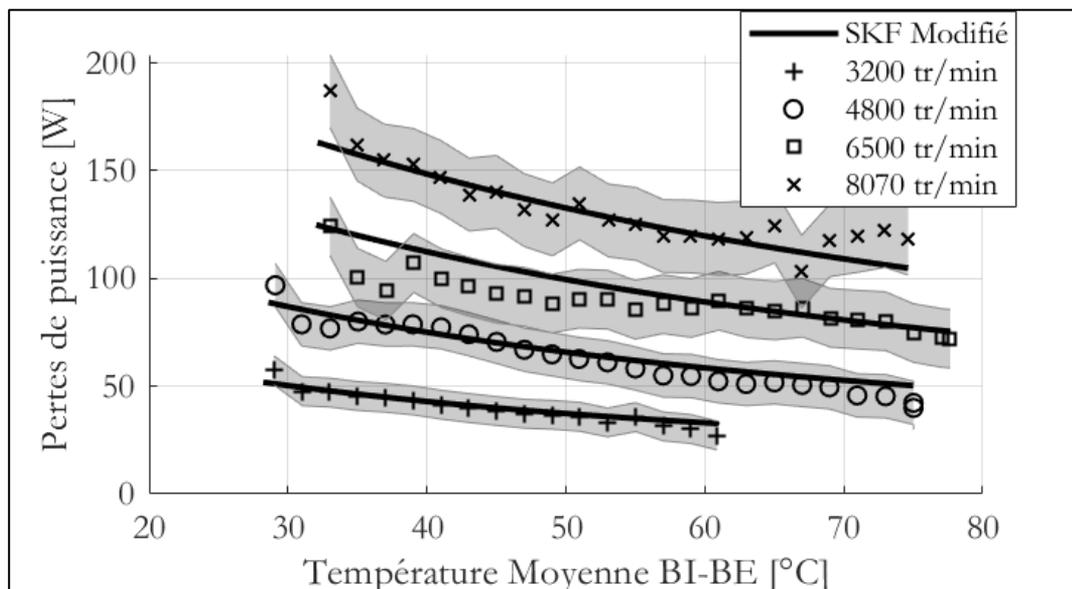


Figure II.28. Comparaison mesures – modèle SKF modifié pour différentes vitesses, à 50°C

Afin de compléter l'analyse, les différentes contributions qui composent le modèle sont affichées pour chaque vitesse, à une température moyenne de 50°C, sur la Figure II.29. Il est alors visible que le « sliding » de SKF reste une contribution mineure. La traînée est similaire au sliding. La principale source de pertes de puissance est donc le « rolling » qui représente environ 90% des pertes de puissance d'après ce modèle.

La température d'injection et le débit d'huile sont correctement pris en compte dans ce modèle, pour des raisons similaires au modèle de Harris.

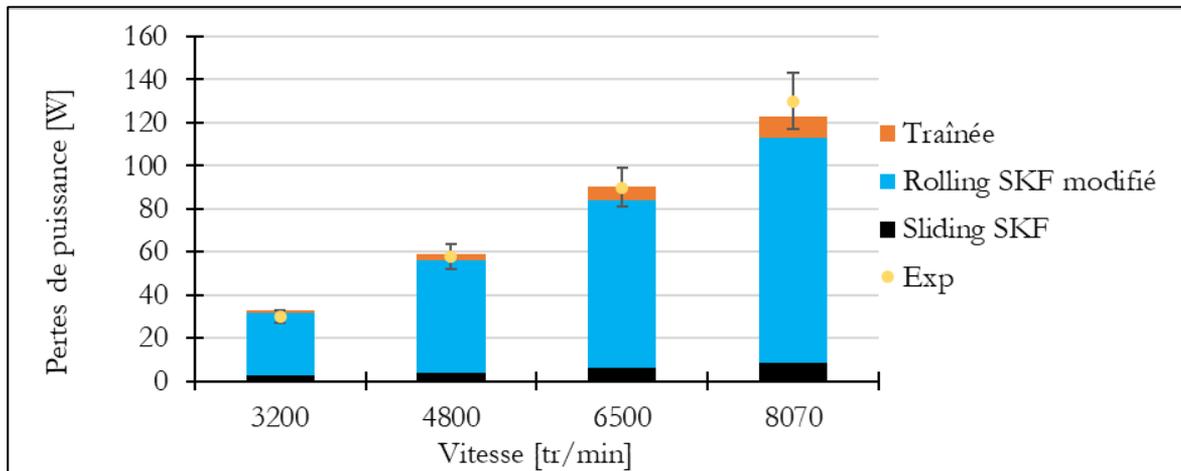


Figure II.29. Répartition des contributions du modèle SKF modifié, pour différentes vitesses, à 50°C

Évolution avec la charge radiale

Le modèle de SKF modifié est simulé pour deux charges radiales différentes à 8070 tr/min (test n°5). Les résultats sont montrés sur la Figure II.30. Le modèle de SKF estime correctement une augmentation des pertes de puissance. Cette augmentation est due à une augmentation du « rolling » et une augmentation du « sliding ».

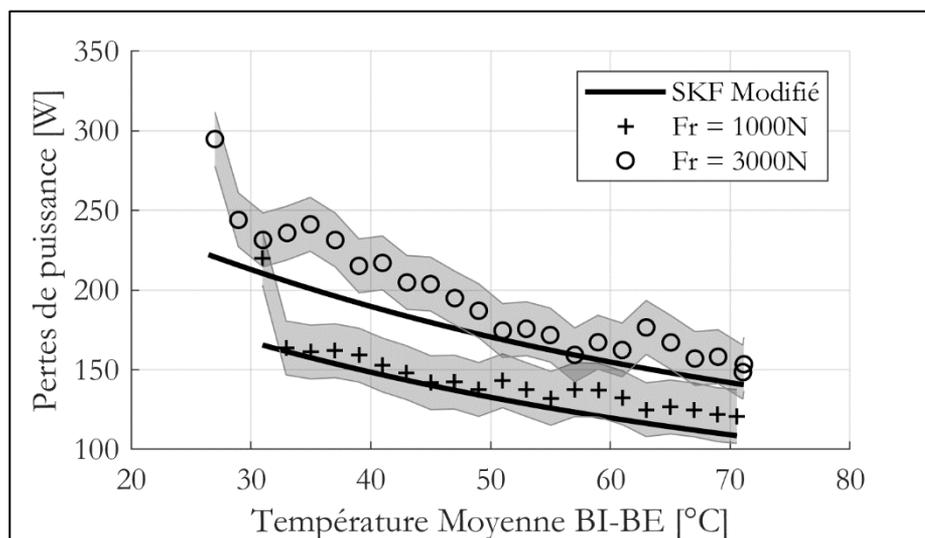


Figure II.30. Comparaison mesure – SKF Modifié pour deux charges radiales différentes

Pour conclure sur le modèle de SKF, il est possible d'obtenir des résultats très intéressants de prédiction de pertes de puissance en modifiant certains paramètres. L'analyse de ce modèle montre que la majorité des pertes de puissance peut provenir du « rolling ». Néanmoins, d'un point de vue physique, la force radiale est limitée à 10% du C0. Il n'est pas aisé de trouver une explication physique à cette limitation, qui revient à augmenter la contribution de roulement hydrodynamique à faible charge.

II.5 Conclusion

Dans ce chapitre, les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde faiblement chargé ont été investiguées. Tout d'abord, une campagne expérimentale est menée. Les essais sont réalisés sur un banc d'essai dédié, qui permet de mesurer à la fois les pertes de puissance et le comportement thermique du roulement (prises de température sur des parties fixes et tournantes). Afin d'adapter le roulement testé sur le banc d'essai, il est nécessaire de concevoir un bloc « mesure » spécifique qui permet notamment d'avoir la lubrification souhaitée. La matrice d'essai conçue permet d'investiguer l'influence de plusieurs paramètres : la vitesse de rotation, la température d'injection d'huile, le débit d'huile et la charge radiale. Il résulte de ces essais que la vitesse est le paramètre le plus influent sur la perte de puissance générée, viennent ensuite les températures au sein du roulement. Ces essais montrent surtout qu'un roulement faiblement chargé génère tout de même des pertes de puissance importantes (~ 150 W à 8070 tr/min et 50 °C).

Les mesures expérimentales de pertes de puissance sont alors comparées aux modèles globaux (Harris et SKF). Il n'en résulte qu'aucun de ces deux modèles ne permet une bonne estimation :

- Concernant le modèle de Harris, l'utilisation des paramètres par défaut conduit à une surestimation des pertes car la contribution indépendante de la charge est trop importante. Le paramètre f_0 est alors recalé expérimentalement. De cette manière, l'erreur relative moyenne sur l'ensemble des essais tombe à 11%, comme le montre le Tableau II.8. L'erreur relative moyenne en prenant en compte l'incertitude de mesure sur chaque point est de 4%. Par ailleurs, les essais réalisés sont en accord avec la construction du modèle de Harris : les pertes sont légèrement impactées par la charge radiale, ainsi, même à faible charge, le modèle de Harris estime une valeur cohérente de pertes de puissance (par l'intermédiaire de la contribution indépendante de la charge). L'ajout de charge radiale entraîne une augmentation des pertes de puissance, constante quelle que soit la température moyenne du roulement.
- Concernant le modèle de SKF, l'utilisation des paramètres par défaut conduit à une estimation correcte des pertes à faible vitesse. En revanche, lorsque la vitesse augmente, la contribution du terme de « drag » est surestimée, ce qui impacte négativement l'estimation de la perte de puissance. Des modifications sont alors apportées au modèle : le « drag » est remplacé par une contribution locale de traînée, le « rolling » est modifié en supprimant le facteur ϕ_{rs} et en limitant la charge appliquée à 10% du C_0 . De cette manière, l'estimation des pertes devient très intéressante étant donné que l'erreur sur l'ensemble des essais n'est plus que de 10%.

Tableau II.8. Erreurs moyennes sur l'ensemble des essais pour chaque modèle global

Désignation	Erreur (%)	Erreur avec prise en compte de l'incertitude de mesure (%)
Harris $f_0 = 4$	187	172
Harris $f_0 = 1,35$	11	4
SKF	19	8

L'analyse des modèles globaux a donc permis de montrer qu'il est possible d'obtenir de bonnes estimations de pertes, en modifiant des paramètres. En revanche, même avec ces modifications, les modèles globaux ne permettent pas de comprendre précisément les phénomènes physiques responsables de la génération de pertes. Des pistes sont obtenues (pertes indépendantes de la charge pour le modèle de Harris, « rolling » pour le modèle de SKF) mais il n'y a pas de justification précise apportée. De plus, les modifications effectuées sont réalisées par rapport à des recalages expérimentaux.

Dans le prochain chapitre, il est donc proposé de développer un nouveau modèle de pertes de puissance local, qui permet de comprendre les phénomènes physiques responsables de la génération de pertes de puissance au sein d'un roulement GP.

Chapitre III Développement d'un modèle thermomécanique pour les roulements à gorge profonde

III.1 INTRODUCTION

III.2 MODELE DE PERTES DE PUISSANCE LOCAL

III.3 MODELISATION THERMIQUE DU ROULEMENT

III.4 COMPARAISON MODELE THERMOMECANIQUE – MESURES

III.5 SENSIBILITE DU MODELE THERMOMECANIQUE

III.6 CONCLUSION

III.1 Introduction

Le Chapitre II a investigué les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde (GP). Les limites des modèles globaux de pertes de puissance pour un roulement GP ont été mises en avant. Il est donc proposé dans ce chapitre de développer un nouveau modèle de pertes de puissance. Ce modèle est théorique et ne nécessite aucun recalage expérimental. Il a également été publié dans la littérature [95] [96]. Afin de présenter la construction du modèle, il est tout d'abord proposé de développer un modèle quasi-statique, qui va permettre d'accéder à de nombreuses informations au sein du roulement, notamment la répartition de charge. Par la suite, les différentes contributions de pertes prises en compte sont développées.

Comme il a été montré au chapitre précédent, les pertes de puissance sont fortement dépendantes du comportement thermique du roulement. Il est donc nécessaire de prédire simultanément les pertes de puissance et les températures des éléments du roulement. Pour ce faire, un réseau thermique est développé. L'architecture du réseau est alors présentée, ainsi que les résistances considérées.

L'ensemble du modèle thermomécanique est ensuite comparé aux mesures expérimentales. Les pertes de puissance et les températures du roulement sont analysées. Une étude de sensibilité est menée sur le modèle thermomécanique. Pour finir, le modèle de pertes de puissance est simulé pour un autre roulement GP.

III.2 Modèle de pertes de puissance local

Cette partie s'intéresse au développement d'un modèle de pertes dit « local », où chaque contribution est calculée au niveau de chaque bille et sur chaque contact, à la différence des modèles globaux, étudiés précédemment. Le roulement considéré est le 6210, les caractéristiques sont données dans le Tableau II.5. Il est tout d'abord nécessaire de calculer la distribution de charge du roulement afin d'obtenir la charge sur chaque bille. Pour ce faire, un modèle quasi-statique est implémenté.

III.2.1 Modèle quasi-statique

Le modèle quasi-statique est basé sur l'analyse de Jones [17] et Harris [7]. Il est présenté sous forme simplifiée afin de prendre uniquement en compte un effort radial appliqué sur le roulement. L'objectif est de calculer la charge appliquée Q_{nj} sur chaque bille située à une position ψ_j , comme montré sur la Figure III.1.

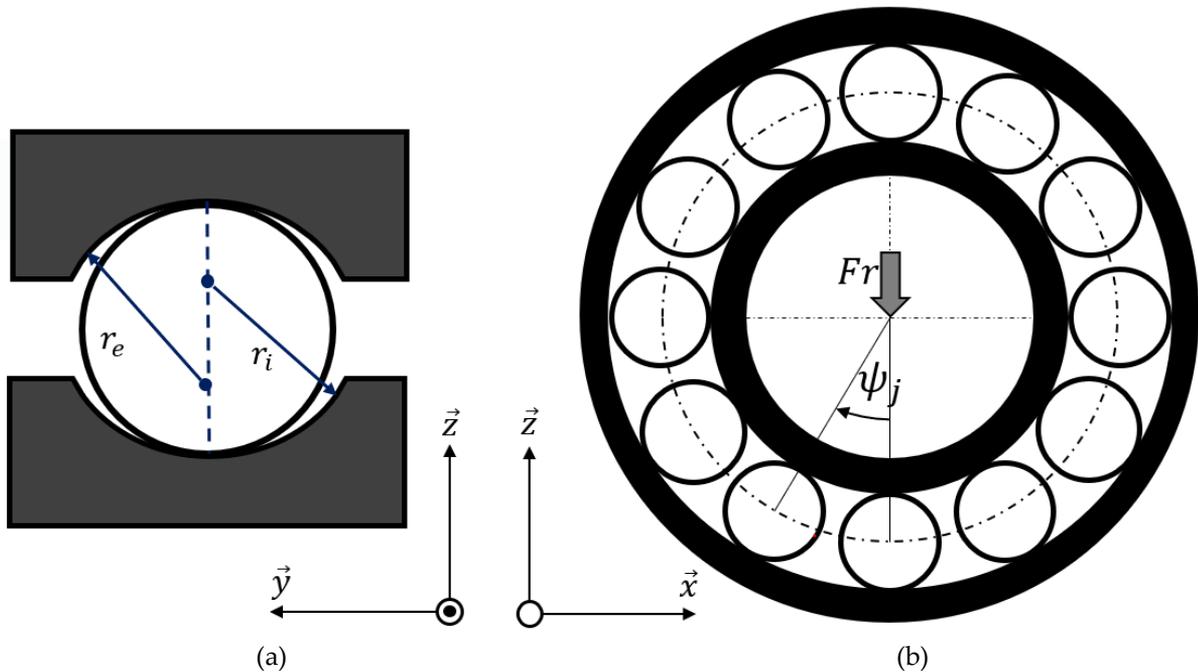


Figure III.1. (a) géométrie interne du roulement. (b) Forces appliquées et localisation des billes

Dans la présente étude, la plage de vitesse de rotation est modérée. Ainsi, la force centrifuge et le moment gyroscopique ne sont pas pris en compte, ce qui se traduit par des angles de contact et des charges similaires sur les bagues intérieures et extérieures. Ces hypothèses permettent le développement d'un code de calcul plus simple. L'équilibre global du roulement peut être écrit comme :

$$F_r = \sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j} \cos \psi_j \quad (\text{III.1})$$

Avec :

F_r	Force radiale appliquée sur le roulement	[N]
Q_{n_j}	Charge appliquée sur chaque bille	[N]
Z	Nombre d'éléments roulants	[-]

Et l'équilibre sur chaque bille s'écrit :

$$Q_{n_j} = K_n \left(\delta_r \cos \psi_j - \frac{1}{2} P_d \right)^{1.5} \quad (\text{III.2})$$

Avec :

K_n	Raideur du roulement	[N.m ^{-1.5}]
δ_r	Déplacement radial du roulement	[m]
P_d	Jeu diamétral du roulement	[m]

Finalement, par résolution numérique, l'équilibre global du roulement est atteint pour une valeur particulière de déplacement radial δ_r . Une série de simulations est réalisée pour le roulement 6210. Les propriétés des matériaux sont indiquées dans le Tableau III.1. Une charge

radiale de 1 kN est appliquée sur le roulement GP. La répartition de la charge est montrée sur la Figure III.2-a. Il ressort que seulement 3 billes sont chargées. Ainsi, comme illustrées sur la Figure III.2-b, deux zones sont identifiables : une zone chargée et une zone non chargée.

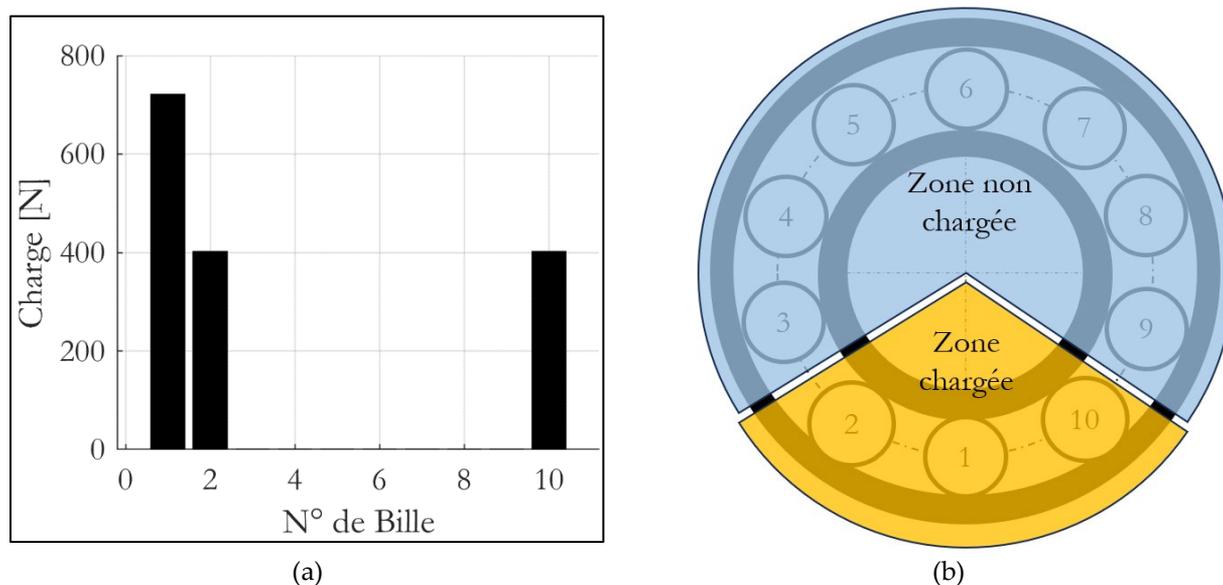


Figure III.2. (a) Répartition de la charge – 6210 1kN. (b) Localisations zones chargée – non chargée

Tableau III.1. Caractéristiques de l'acier

Désignation	Valeur	Unité
Module d'Young	210	[GPa]
Coefficient de Poisson	0,3	[-]

Grâce à cette distribution de charge et à la cinématique du roulement définie dans le Chapitre I, il est alors possible de calculer les pertes de puissance au niveau de chaque contact dans le roulement.

III.2.2 Modèle de pertes de puissance local

Les différentes contributions de pertes de puissance qui peuvent être rencontrées dans les roulements ont été présentées au Chapitre I. Dans le cadre de cette étude, il a été décidé de ne prendre en compte que certaines contributions :

- Le roulement hydrodynamique, le glissement et la traînée aéro-hydrodynamique sont pris en compte ;
- La résistance de roulement élastique est négligée, car la charge appliquée est faible ;
- L'influence de la cage est négligée, comme montré par Pouly [3], où cette contribution représente moins de 2% des pertes de puissance.

Ainsi, les trois contributions prises en compte sont calculées indépendamment :

III.2.2.1 Glissement

Le glissement est une composante qui peut être très complexe à calculer. En supposant un coefficient de frottement constant μ_{gl} , la force de glissement sur chaque contact peut être estimée à partir de [97] comme suit :

$$F_{sl_j} = \mu_{gl} Q_{n_j} \quad (\text{III.3})$$

En première approximation, on suppose que μ_{gl} est de 0,05, ce qui est cohérent avec le modèle de SKF, qui considère une valeur similaire pour une lubrification avec de l'huile minérale. La vitesse de glissement v_{gl} peut être estimée à partir de l'analyse de Harris [7], présentée dans l'équation (I.21). Finalement, les pertes de puissance dues au glissement sur les bagues intérieures et extérieures sont les suivantes :

$$P_{gl} = \mu_{gl} \sum_1^{j=Z} Q_{n_j} (v_{gl_{e_j}} + v_{gl_{i_j}}) \quad (\text{III.4})$$

Avec :

P_{gl}	Pertes par glissement	[W]
μ_{gl}	Coefficient de frottement	[-]
v_{gl}	Vitesse de glissement	[m.s ⁻¹]

III.2.2.2 Roulement hydrodynamique

Le roulement hydrodynamique est généralement considéré dans le régime EHD dans la littérature pour des contacts ponctuels. Cette hypothèse est classique dans les roulements, car les études sont généralement réalisées à des charges significatives, voire élevées. En EHD, la force de roulement hydrodynamique peut être estimée à partir des travaux de Houpert [65]:

$$F_{RHEHD} = 0.835 (\lambda)^{-0.358} W^{*0.364} (2U^*)^{0.636} E_{eq} R_x^2 \quad (\text{III.5})$$

Cette formulation est utilisée pour la zone chargée du roulement. En revanche, dans la littérature, la zone non chargée n'est pas prise en compte. Cela s'explique par la contribution de la charge à la puissance 0.364 dans l'équation (III.5). Ainsi, lorsque la charge est égale à 0, la force de roulement hydrodynamique est égale à 0. Ce cas de figure est équivalent à une épaisseur de film d'huile infinie. Physiquement, dans le roulement, en considérant que le roulement est correctement lubrifié, l'épaisseur de film d'huile n'est pas infinie mais est bornée par la géométrie du roulement (le jeu dans le roulement). Par ailleurs, les essais dans le précédent chapitre ont montré que les pertes mesurées, même à faible charge, sont importantes. Parmi les contributions de pertes prises en compte, le glissement et le roulement hydrodynamique sur les billes chargées sont dépendants de la charge. Seule la trainée est indépendante de la charge, mais cette contribution est faible. Il semble donc qu'une contribution est manquante. Il est proposé de considérer une contribution de roulement hydrodynamique pour les billes non chargées. En revanche, dans cette zone non chargée, le régime de lubrification est modifié. En considérant les travaux de Moes [41], lorsque la charge tend vers 0, le régime de lubrification n'est plus EHD mais Iso-Visqueux Rigide (IVR). Ainsi, le roulement hydrodynamique en régime IVR peut être estimé à partir de travaux de Houpert [65]:

$$F_{RH_{IVR}} = 0.674 k^{-0.043} \frac{2a}{R_x} G^{*0.22} (kW^*)^{0.133} (2U^*)^{0.656} E_{eq} R_x^2 \quad (\text{III.6})$$

La contribution de roulement hydrodynamique est toujours dépendante de la charge. Il est proposé de calculer une charge équivalente au niveau du contact, à partir du jeu dans le roulement. Ainsi, d'après [98], l'épaisseur de film d'huile en régime IVR est :

$$h_{0_{IVR}} = 128 R_x \left(\frac{U^*}{W^*} \right)^2 \frac{1}{\left(1 + \frac{2\lambda}{3}\right)^2 \lambda} \left(0.13 \operatorname{atan} \frac{1}{2\lambda} + 1.68\right)^2 \quad (\text{III.7})$$

En prenant l'hypothèse que l'épaisseur de film d'huile au niveau des contacts est environ égale à $\frac{P_d}{4}$, comme montrée sur la Figure III.3, la charge équivalente Q_{neq} est alors :

$$Q_{neq} = E_{eq} R_x^2 \left[128 R_x \frac{U^{*2}}{\frac{P_d}{4}} \frac{1}{\left(1 + \frac{2\lambda}{3}\right)^2 \lambda} \left(0.13 \operatorname{atan} \frac{1}{2\lambda} + 1.68\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{III.8})$$

Cette charge équivalente Q_{neq} peut ensuite être utilisée pour estimer la force de roulement hydrodynamique dans l'équation (III.6). D'un point de vue physique, même si aucune charge n'est appliquée, des pertes de puissance sont toujours générées, car les pertes de puissance dans le régime IVR sont uniquement liées à la géométrie, à la vitesse et aux propriétés du lubrifiant dans le roulement.

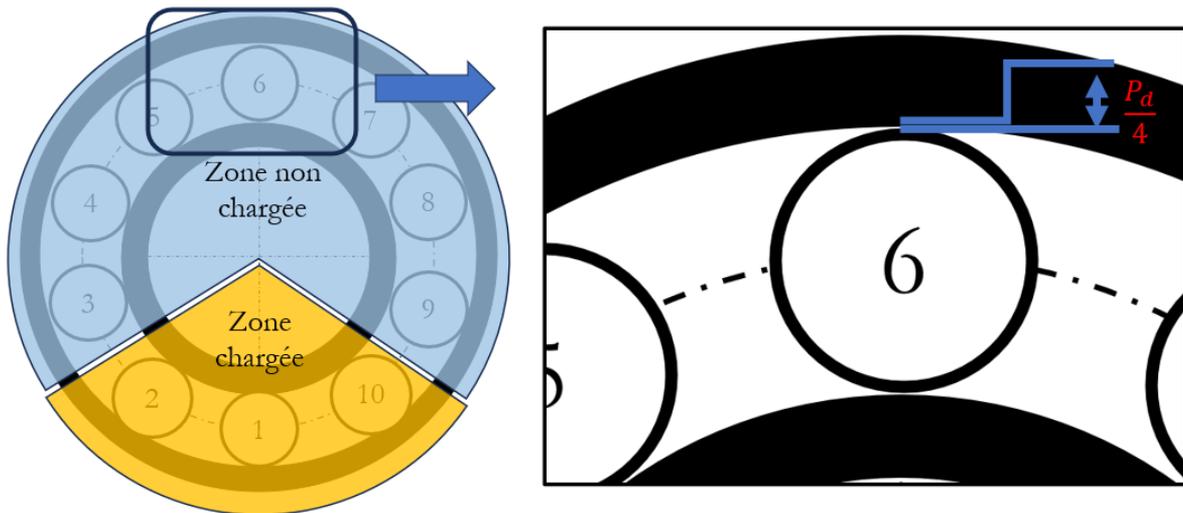


Figure III.3. Illustration de l'hypothèse considérée sur l'épaisseur du film d'huile dans la zone non chargée

Finalement, les pertes de puissance dues au roulement hydrodynamique sont calculées en considérant la vitesse de roulement :

$$P_{RH} = 2 v_r \sum_{i=1}^{j=Z} (F_{RH_i} + F_{RH_o}) \quad (\text{III.9})$$

Avec $F_{RH} = F_{RH_{EHD}}$ pour les billes chargées et $F_{RH} = F_{RH_{IVR}}$ pour les billes non chargées. Et :

P_{RH}	Pertes par roulement hydrodynamique	[W]
v_r	Vitesse de roulement	[m.s ⁻¹]
F_{RH}	Force de roulement hydrodynamique	[N]
$Q_{n_{eq}}$	Force de contact équivalente	[N]
a	Demi-longueur de l'ellipse, dans le sens du roulement	[m]
b	Demi-longueur de l'ellipse, dans le sens transverse au roulement	[m]
λ	Rapport de courbures = $\frac{R_x}{R_y}$	[-]
k	= $\frac{b}{a}$	[-]

La dernière contribution prise en compte concerne la traînée aéro-hydrodynamique Cette contribution est similaire à celle utilisée avec les modèles globaux de Harris et SKF (équation (II.7)).

Finalement, les trois contributions sont additionnées afin d'avoir une perte de puissance totale générée par le roulement. Ce modèle développé est comparé aux mesures expérimentales obtenues précédemment.

III.2.3 Première comparaison modèle développé – mesures expérimentales

Le modèle développé est comparé aux mesures. Dans un premier temps, la viscosité est calculée en prenant en compte la température moyenne BI-BE. La Figure III.4 montre la comparaison entre le modèle développé et les mesures pour différentes vitesses, à 60°C (en référence au test n°1 dans le Tableau II.6).

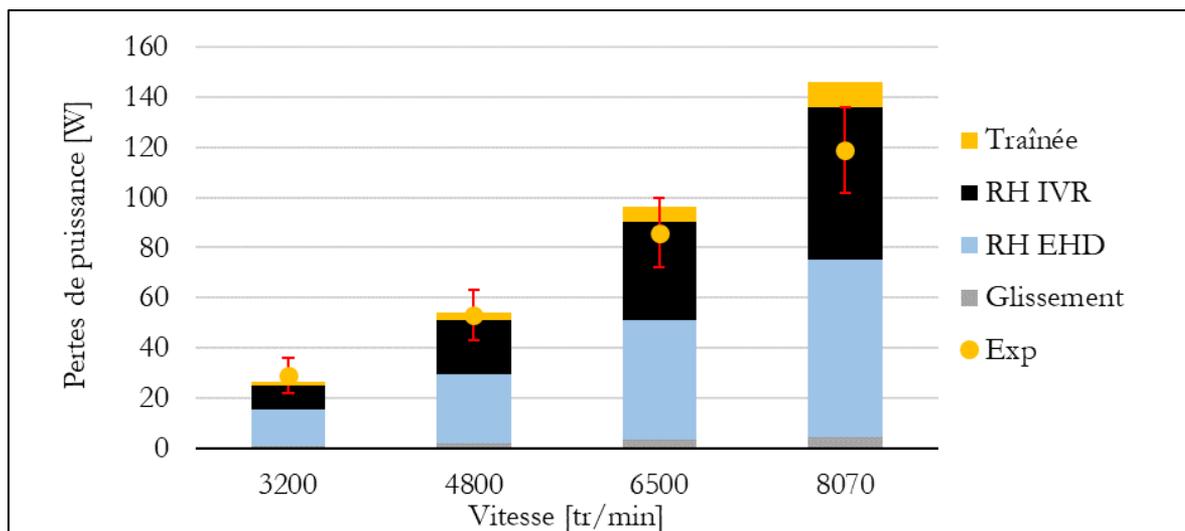


Figure III.4. Répartition des contributions de pertes de puissance pour différentes vitesses, à 60°C

Il est notable que le modèle théorique, qui ne nécessite pas de recalibrage expérimental ou de modifications comme pour les modèles globaux, permet d'avoir une bonne prédiction des pertes de puissance. Ce modèle permet notamment de comprendre les phénomènes qui sont responsables des pertes de puissance dans un roulement GP chargé radialement. Il en résulte que la traînée et le glissement sont très faibles, presque négligeables. En revanche, le roulement

hydrodynamique est responsable de la quasi-totalité des pertes de puissance (95 % à 3200 tr/min et 90 % à 8070 tr/min). Par ailleurs, le roulement hydrodynamique ajouté sur les billes non chargées (« RH IVR » dans la légende de la Figure III.4) représente ~ 45 % du roulement hydrodynamique total. Ainsi, ne pas prendre en compte le roulement hydrodynamique sur les billes non chargées entraîne une sous-estimation des pertes de puissance de presque la moitié des pertes totales.

Cette analyse permet de comprendre l'origine des pertes de puissance indépendante de la charge dans le modèle de Harris : elles sont dues à du roulement hydrodynamique et donc aux faibles épaisseurs de film d'huile au niveau des contacts dans le roulement. L'analyse permet également de justifier la modification du modèle de SKF en seuillant la charge radiale appliquée à 10 % de la charge statique afin d'avoir une contribution de roulement hydrodynamique qui ne tend pas vers 0.

Cette analyse montre que le roulement hydrodynamique est la contribution majeure dans un roulement GP faiblement chargé. Le roulement hydrodynamique est fortement dépendant de la viscosité de l'huile au niveau du contact. Ces premiers résultats, très encourageants, sont obtenus en prenant une viscosité calculée à la température moyenne BI-BE. Il est proposé d'aller plus loin dans ce raisonnement à l'aide de la modélisation thermique du roulement, qui doit permettre la prédiction des différentes températures des éléments du roulement et donc une estimation plus précise des pertes de puissance.

III.3 Modélisation thermique du roulement

Cette partie présente le modèle thermique du roulement, basé sur la méthode des réseaux thermiques qui a été introduite dans le premier chapitre. Le réseau thermique développé prend en compte la modélisation thermique du roulement, mais également la modélisation thermique du bloc mesure.

III.3.1 Architecture du réseau thermique

Le réseau thermique développé est basé sur les travaux de Brossier [79] pour la modélisation du bloc mesure et Pouly [3] pour la modélisation du roulement. L'architecture globale du réseau est présentée sur la Figure III.5 et les différents nœuds considérés dans le réseau thermique sont désignés dans le Tableau III.2.

Tableau III.2. Nœuds considérés dans le réseau thermique

Numéro	Désignation	Numéro	Désignation
1	Corps du bloc mesure	8	Bille
2	Flasque Gauche	9	Huile injectée
3	Flasque Droite	10	Huile déviée
4	Arbre	11	Huile transmise
5	Air ambiant	12	Brouillard d'huile
6	Bague extérieure		
7	Bague intérieure		

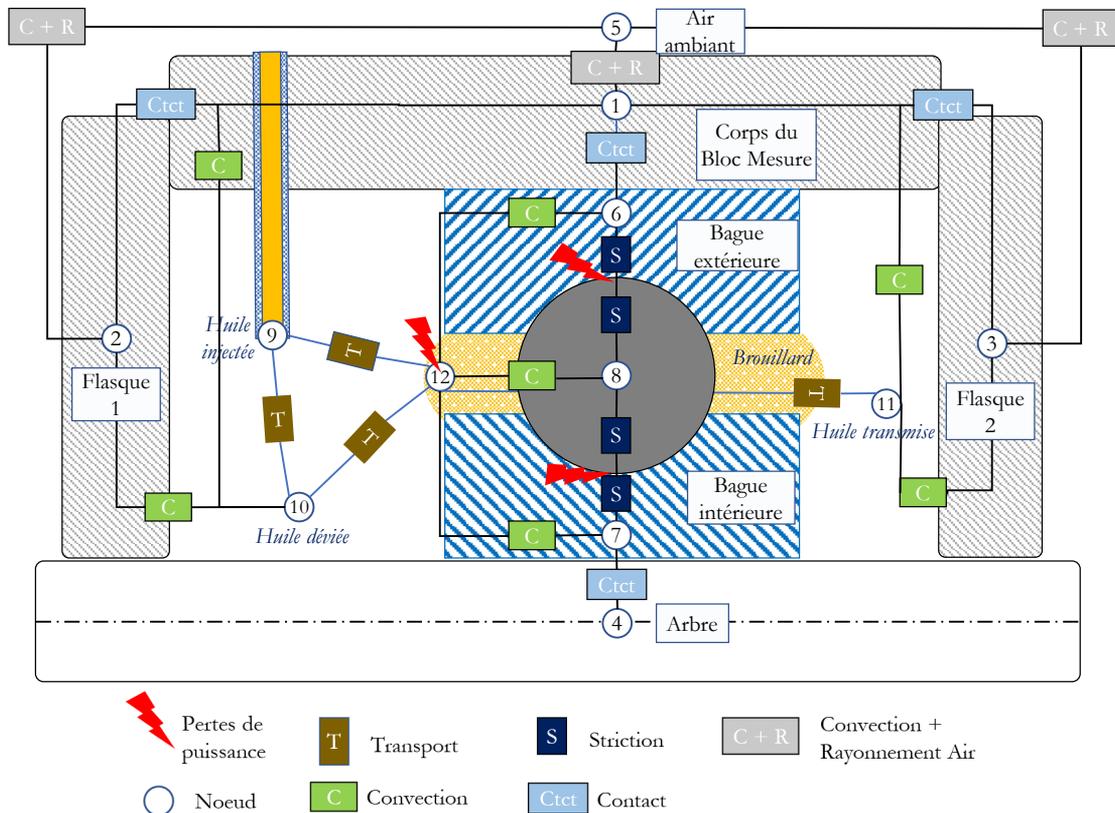


Figure III.5. Réseau thermique du bloc et du roulement

Les nœuds 1 à 5 sont utilisés pour modéliser l'environnement du roulement, ce qui correspond sur le banc d'essai au bloc mesure et à l'air ambiant. Les nœuds 6 à 12 représentent la modélisation du roulement (nœuds 6,7,8) et sa lubrification (nœuds 9 à 12). Les différents éléments discrétisés sont ensuite reliés par des résistances thermiques (des résistances thermiques de conduction sont également prises en compte au sein des solides, non indiquées sur la Figure III.5) :

- Les éléments du roulement (BE, BI, Bille) sont reliés entre eux par des résistances de striction. Le roulement est ensuite relié au corps du bloc mesure (nœud 3) par une résistance de contact avec la BE. De manière similaire, la BI est en contact avec l'arbre (nœud 4).
- Le bloc mesure est composé de trois parties (nœuds 1, 2 et 3), qui sont reliées par des résistances de contact. Le bloc mesure échange avec l'air ambiant (nœud 5), des échanges thermiques de convection naturelle et de rayonnement sont considérés.
- De l'huile est injectée à une température et un débit donné. L'huile au sein du bloc échange avec le bloc mesure. Cet échange est modélisé par des résistances de convection forcée. L'huile au sein du roulement, sous forme de brouillard d'huile, échange avec les différents éléments du roulement (convection forcée).
- Ainsi, deux puits de chaleur sont présents : l'air ambiant (nœud 4) et l'huile injectée (nœud 9). Les flux de chaleur apportés sont les pertes de puissance calculées avec les modèles présentés.

Les différents choix de modélisation et les résistances thermiques doivent désormais être présentés, en commençant pas la modélisation du roulement.

III.3.2 Modélisation du roulement

III.3.2.1 Choix de modélisation

Deux modélisations du roulement, qui sont montrées sur la Figure III.6, ont été utilisées pour cette étude. Premièrement, la modélisation dite à « 5 nœuds » : composée de 3 nœuds massiques (BE, BI et Bille) et 2 nœuds surfaciques (contact BE-Bille et contact BI-Bille). Les nœuds surfaciques sont utilisés afin d'injecter les pertes de puissance calculées localement (glissement et roulement hydrodynamique). L'élément bille regroupe l'ensemble des billes du roulement. Cette hypothèse se justifie par l'aspect temporel du système : chaque bille ne supporte pas la même charge et ne génère donc pas les mêmes pertes à un instant t . En revanche, sur une plage de temps représentative de la durée des essais, le grand nombre de rotations et le faible temps de passage des billes permettent de supposer que le comportement thermique de chaque bille est similaire. En d'autres termes, l'idée est de déterminer une perte de puissance moyenne (grandeur qui est mesurée), via des températures au contact moyennées dans l'espace et le temps, et non une perte instantanée. Concernant les flux de chaleur apportés, les pertes de puissance par traînée sont injectées sur le nœud brouillard. Cette modélisation est donc utilisée avec le modèle de pertes de puissance local, développé dans ce chapitre. Cette modélisation est très physique et permet notamment d'avoir accès à la température de la bille.

Deuxièmement : la modélisation dite à « 3 nœuds » : composée uniquement de 3 nœuds massiques (BE, BI et Bille). Ce modèle, basé sur les travaux de Niel [52], est utilisé avec des pertes de puissance globales (modèles de Harris et SKF). Les pertes sont injectées sur l'élément roulant qui correspond à une fusion de l'ensemble des billes et des zones de contact avec les bagues. Lorsque les modèles globaux sont modifiés, des pertes locales de traînée sont ajoutées et appliquées sur l'élément brouillard. Cette modélisation du roulement ne permet pas d'avoir accès à la température de la bille. En effet, les pertes des modèles globaux sont injectées directement sur l'élément bille, ce qui n'est pas représentatif de la réalité. Il n'est pas possible d'utiliser les modèles de pertes globaux sur une modélisation du roulement à « 5 nœuds », car la répartition des pertes sur les contacts BE/Bille et BI/Bille n'est pas connue.

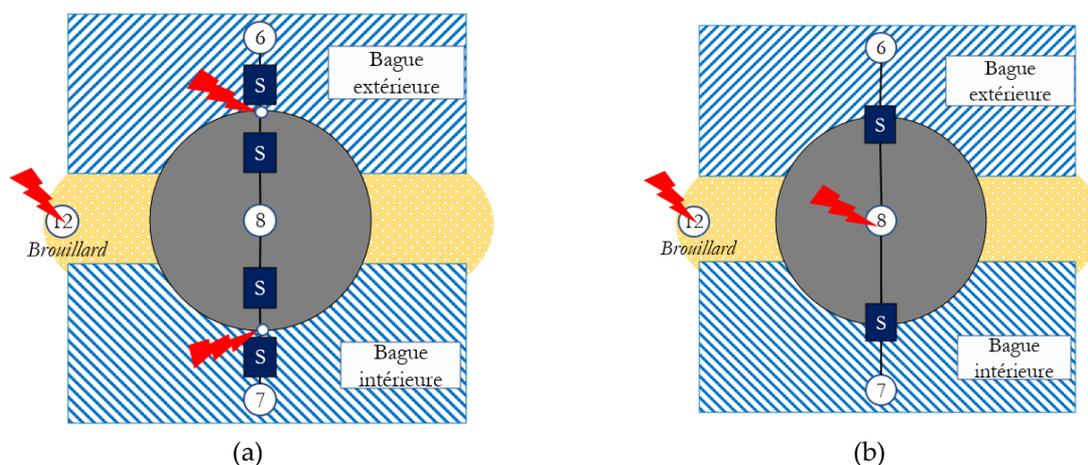


Figure III.6. Modélisations du roulement. (a) Modèle 5 nœuds. (b) Modèle 3 nœuds.

III.3.2.2 Résistances de striction

Le roulement, qu'il soit modélisé en 3 ou 5 nœuds, est considéré avec des éléments isothermes. Les nœuds 6,8 et 8,7 sont reliés par des résistances de striction. Cette résistance représente un échange de chaleur dû à un flux de chaleur glissant sur la surface de l'élément. Dans un premier temps, la surface d'application du flux de chaleur considéré était rectangulaire [99], puis Muzychka a adapté ces travaux pour un flux de chaleur elliptique [100]. Ainsi, la résistance de striction est calculée pour chaque contact elliptique, en fonction du nombre de Peclet:

$$\text{Pour } P_e = \frac{a \cdot v_r}{diff_{th}} > 10 \quad R_{str_{P_e > 10}} = \frac{0,918}{2b \chi \sqrt{2a} v_r} \quad (\text{III.10})$$

$$\text{Pour } P_e < 1 \quad R_{str_{P_e < 1}} = \frac{0.27}{\lambda_c * a} \quad (\text{III.11})$$

$$\text{Pour } 1 < P_e < 10 \quad \frac{1}{R_{str_{1 < P_e < 10}}^2} = \frac{1}{R_{str_{P_e > 10}}^2} + \frac{1}{R_{str_{P_e < 1}}^2} \quad (\text{III.12})$$

Avec

P_e	Nombre de Peclet	[-]
v_r	Vitesse de roulement au niveau du contact	[m.s ⁻¹]
$diff_{th}$	Diffusivité thermique = $\frac{\lambda_c}{\rho c_p}$	[m ² .s ⁻¹]
χ	Effusivité thermique = $\sqrt{\lambda_c \rho c_p}$	[W.K ⁻¹ .m ² .s ^{1/2}]
λ_c	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

La résistance de striction est dépendante de la charge sur chaque contact. Les corps roulants non chargés ne sont pas considérés. Ainsi, une résistance équivalente de l'ensemble des résistances de striction est calculée :

$$\{R_{6 \rightarrow 8}; R_{7 \rightarrow 8}\} \quad R_{th} = \left(\sum_1^{j=Z} \frac{1}{R_{str}} \right)^{-1} \quad (\text{III.13})$$

III.3.2.3 Convections au sein du roulement

Modélisation de l'huile injectée

Les éléments du roulement échangent avec le brouillard d'huile. Les caractéristiques du brouillard d'huile sont dépendantes des caractéristiques de l'air et de l'huile. Le paramètre important est notamment la fraction d'huile, qui est dépendante, entre autres, du débit d'huile injecté dans le roulement (I.47). Le débit d'huile d'injecté dans le bloc roulement est différent du débit d'huile qui entre dans le roulement. Ce cheminement est montré sur la Figure III.7 :

- Seul un pourcentage β_p (appelé coefficient de pénétration) du débit volumique injecté D_H dans le bloc est récupéré dans le brouillard d'huile. Le reste de l'huile est alors dévié et n'entre pas dans le roulement.

- Parmi le débit $\beta_p * D_H$ injecté dans le brouillard d'huile, il est estimé que la moitié passe en aval du roulement (huile transmise) et l'autre moitié est refoulée en amont du roulement (huile déviée).

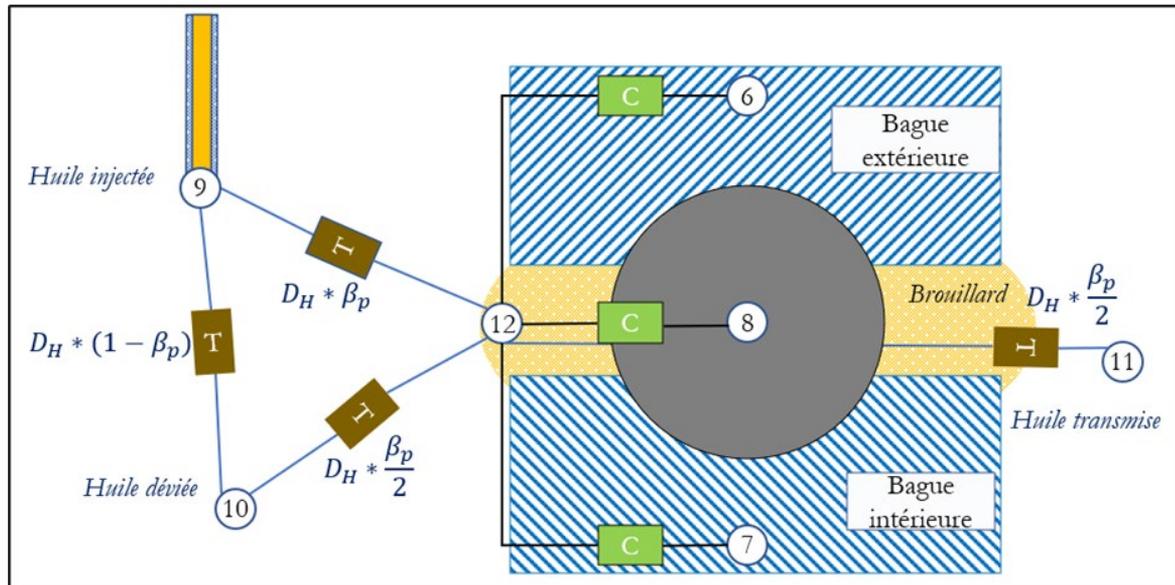


Figure III.7. Convections au sein du roulement

Les différents nœuds d'huile sont reliés par des résistances de transport [87]:

$$\{R_{9 \rightarrow 10}; R_{10 \rightarrow 12}; R_{9 \rightarrow 12}; R_{12 \rightarrow 11}\} \quad R_{th} = \frac{1}{\rho D_H c_p} \quad (\text{III.14})$$

Le débit d'huile D_H est à multiplier par $(1 - \beta_p)$, β_p ou $\frac{\beta_p}{2}$ en fonction de la résistance de transport. Le coefficient de pénétration β_p est mesuré expérimentalement en suivant cette méthodologie :

- Injection d'huile dans le bloc mesure, avec un débit volumique D_H connu ;
- Stabilisation de la thermique du roulement ;
- Mesure du débit d'huile en aval du roulement $D_{H_{aval}}$ (grâce aux deux trous d'évacuation dans le bloc, cf. Figure II.10) ;
- Mesure du débit d'huile en amont du roulement afin de vérifier que la somme du débit aval et amont donne la valeur de débit d'huile injecté.
- Calcul du coefficient de pénétration $\beta_p = \frac{D_{H_{aval}}}{D_H} * 2$

Les résultats de cette étude sont montrés sur la Figure III.8. Le coefficient de pénétration mesuré se situe entre 15 % à haute vitesse et 40 % à basse vitesse. Ces valeurs sont prises en compte pour le calcul des différents débits d'huile. Une étude de sensibilité sera également menée par la suite afin de vérifier l'impact de ce paramètre.

Les caractéristiques du brouillard d'huile peuvent donc être calculées à l'aide du débit d'huile injecté et du coefficient de pénétration. Les échanges convectifs avec les éléments du roulement peuvent alors être estimés.

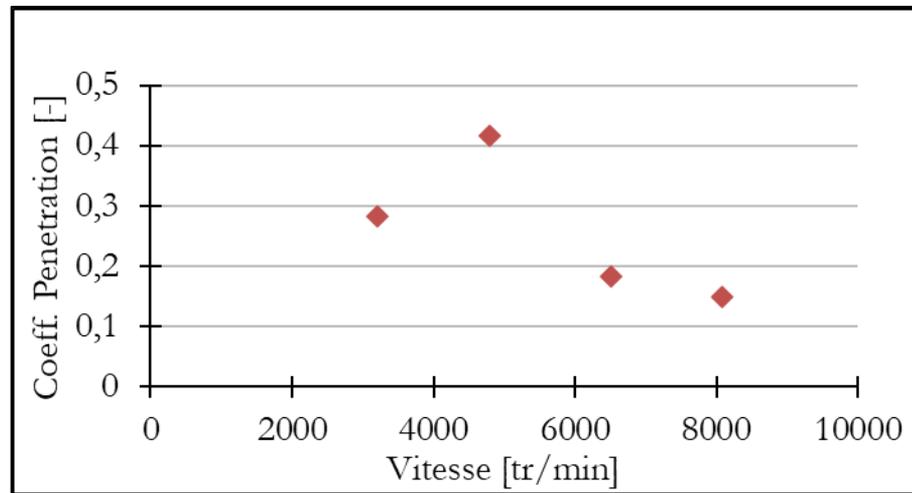


Figure III.8. Mesure du coefficient de pénétration

Convections entre le brouillard d'huile et les éléments du roulement

L'étude des échanges convectifs est principalement liée à l'étude du nombre de Nusselt. Ce nombre adimensionnel a été étudié pour différents cas, qui sont applicables dans le roulement :

- Echange entre la bille et le brouillard d'huile : convection forcée avec une sphère, dans un milieu infini [101] :

$$\{R_{12 \rightarrow 8}\} \quad N_u = P_r^{0.3} (1,2 + 0,5 R_{e_{br}}^{0,54}) \left(\frac{\mu_{br}}{\mu_{paroi}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (III.15)$$

- Échange entre les bagues et le brouillard d'huile : convection forcée avec une plaque [101] :

$$\{R_{12 \rightarrow 6}, R_{12 \rightarrow 7}\} \quad N_u = 0,664 P_r^{1/3} R_{e_{br}}^{1/2} \quad (III.16)$$

Les résistances thermiques sont alors obtenues :

$$\{R_{convection}\} \quad R_{th} = \frac{L_{caract}}{\lambda_{fluide} S N_u}$$

Avec

L	Longueur caractéristique de l'échange convectif	[m]
S	Aire d'échange	[m ²]
R_e	Nombre de Reynolds	[-]
P_r	Nombre de Prandtl	[-]
N_u	Nombre de Nusselt	[-]

La longueur caractéristique de l'échange convectif avec la bille est son diamètre. Pour les échanges avec les bagues, le périmètre des gorges est à prendre en compte. La vitesse d'écoulement considérée est la vitesse de la cage. Les résistances thermiques nécessaires à la modélisation du roulement ont été décrites. Il est également nécessaire de décrire les échanges avec l'environnement du roulement :

III.3.3 Modélisation de l'environnement du roulement

III.3.3.1 Convections avec l'huile déviée et transmise

L'huile déviée et l'huile transmise échangent par convection forcée avec le bloc mesure, un échange de type convection forcée avec une plaque est pris en compte :

$$\{R_{6 \rightarrow 1}; R_{4 \rightarrow 7}; R_{1 \rightarrow 3}; R_{1 \rightarrow 3}\} \quad N_u = 0,664 P_r^{1/3} R_e^{1/2} \quad (\text{III.17})$$

La vitesse d'écoulement et la dimension caractéristique sont définies à partir des travaux de Changenet [87].

III.3.3.2 Résistances de contact

Le roulement est en contact avec le corps du bloc mesure et l'arbre. Les flasques et le corps du bloc mesure sont également en contact. Ces résistances sont définies par [101]:

$$\{R_{6 \rightarrow 1}; R_{4 \rightarrow 7}; R_{1 \rightarrow 3}; R_{1 \rightarrow 3}\} \quad R_{th} = \frac{L_{eq}}{\lambda_{eq} * S} \quad (\text{III.18})$$

Avec

L_{eq}	Longueur équivalente	[m]
λ_{eq}	Conductivité thermique équivalente des deux matériaux = $\frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1+\lambda_2}$	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
S	Aire de contact	[m ²]

III.3.3.3 Résistances de conduction

Dans chaque solide, des résistances de conduction sont prises en compte :

- Avec un échange thermique plan et unidirectionnel [101] :

$$R_{th} = \frac{L_{cond}}{\lambda_c * S} \quad (\text{III.19})$$

Avec L_{cond} la longueur d'échange conductif et S la section normale au flux de chaleur.

- Avec un échange thermique radial [87] :

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2 \pi L_{cyl} \lambda_c} \quad (\text{III.20})$$

Avec :

R_{ext}	Rayon extérieur du cylindre considéré	[m]
R_{int}	Rayon intérieur du cylindre considéré	[m]
L_{cyl}	Longueur du cylindre considéré	[m]

III.3.3.4 Échanges avec l'air

Le bloc échange avec l'air ambiant. De la convection naturelle et du rayonnement sont pris en compte [101]:

$$\{R_{1 \rightarrow 5}; R_{2 \rightarrow 5}; R_{3 \rightarrow 5}\} \text{ Convection : } N_u = 0.28 (G_r P_r)^{0.3} \quad (\text{III.21})$$

$$\{R_{1 \rightarrow 5}; R_{2 \rightarrow 5}; R_{3 \rightarrow 5}\} \text{ Rayonnement : } R_{th} = \frac{1}{\sigma_{SB} S \epsilon (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)} \quad (\text{III.22})$$

Avec

G_r	Nombre de Grashof	[-]
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8}$	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
ϵ	Emissivité du matériau $\sim 0,8$	[-]

La dimension caractéristique utilisée dans le nombre de Grashof est liée aux dimensions extérieures du bloc mesure (rapport entre l'air et le périmètre de la surface [87]).

L'ensemble des résistances thermiques a été présenté. Le modèle thermomécanique est alors comparé aux mesures expérimentales. Avec le couplage pertes-thermique, la viscosité de l'huile au niveau des contacts est calculée en prenant en compte la moyenne entre la température de la bague et la température de la bille. La viscosité n'est donc plus calculée en prenant juste en compte la température moyenne BI-BE.

III.4 Comparaison modèle thermomécanique – mesures

Les mesures expérimentales utilisées sont celles présentées dans le chapitre précédent, qui concernent le roulement GP 6210 (Tableau II.6). Ce chapitre a pour objectif de comparer à la fois les prédictions de température et les prédictions de pertes de puissance.

III.4.1 Validation du réseau thermique

Dans un premier temps, le réseau thermique est validé sur un essai de refroidissement : après un essai en montée en température, le banc d'essai est arrêté et les mesures de température sont enregistrées. L'huile n'est plus injectée. Cette étape permet de valider les conductions dans le bloc mesure et les échanges de ce dernier avec le milieu environnant. La comparaison entre les températures mesurées et les températures simulées est montrée sur la Figure III.9. Il en ressort que le modèle est en cohérence avec les mesures.

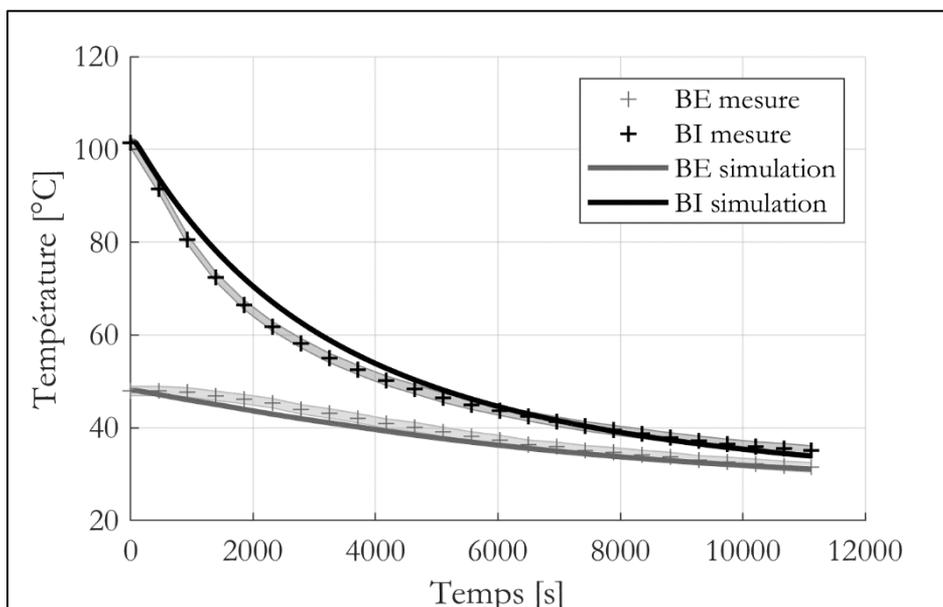


Figure III.9. Comparaison températures mesurées – simulées pour un essai de refroidissement

III.4.2 Comparaison et analyse du modèle pour les différents paramètres

Evolution avec la vitesse

Le modèle de pertes de puissance développé est comparé aux mesures expérimentales pour différentes vitesses (test n°1) sur la Figure III.10. Il est montré que le modèle de pertes donne de très bonnes estimations. La vitesse est donc correctement prise en compte dans les équations. Il est notamment intéressant de constater que le modèle développé permet de reproduire les fortes décroissances de pertes de puissance au démarrage. Celles-ci sont dues à la rapide variation de température des billes. Ces éléments sont les plus légers de l'ensemble du roulement et sont donc des éléments qui chauffent rapidement. Ainsi, les températures aux contacts BI/Bille et BE/Bille augmentent fortement au démarrage, puis ont une croissance plus modérée, c'est ce que montre la Figure III.11, à 6500 tr/min. Ainsi, en prenant en compte une température moyenne dans le calcul de la viscosité, comme il est commun de le faire pour les modèles globaux, il n'est pas possible de reproduire les décroissances de pertes au démarrage.

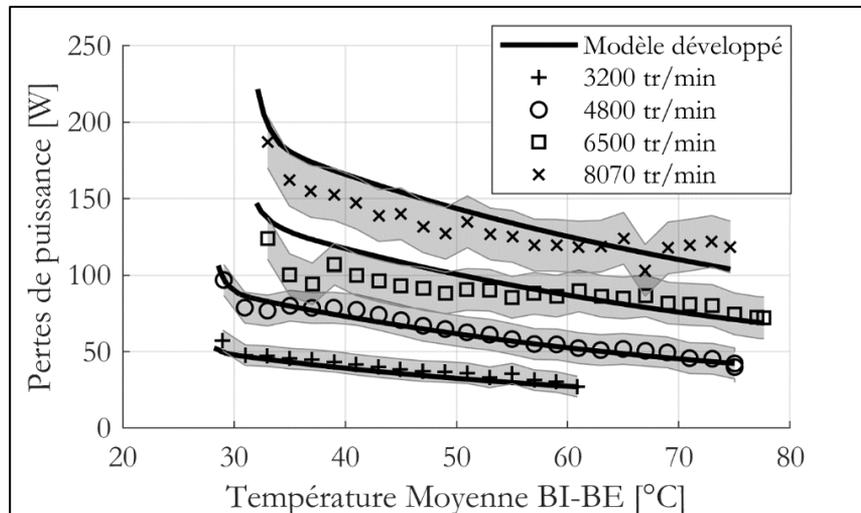


Figure III.10. Comparaison modèle développé – mesures pour différentes vitesses

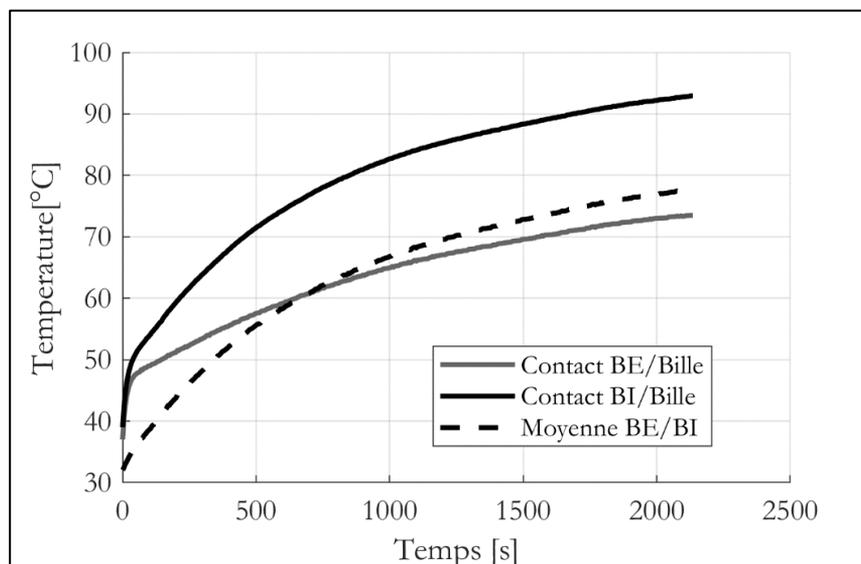


Figure III.11. Evolution des températures aux contacts dans le roulement

Par ailleurs, le modèle thermique développé permet de prédire l'évolution de température des composants du roulement. La comparaison entre les températures simulées et les températures mesurées est présentée sur la Figure III.12, à 6500 tr/min. Les températures de la BE et de la BI sont correctement prédites. De plus, le modèle permet de simuler la température de la bille, et comme expliquée précédemment, il est montré que la bille chauffe rapidement au démarrage. Par ailleurs, il est intéressant de pointer l'écart entre les bagues, qui est de 36°C au bout de 2000s. Cet écart est correctement prédit par le modèle, ce qui montre la bonne cohérence du modèle développé.

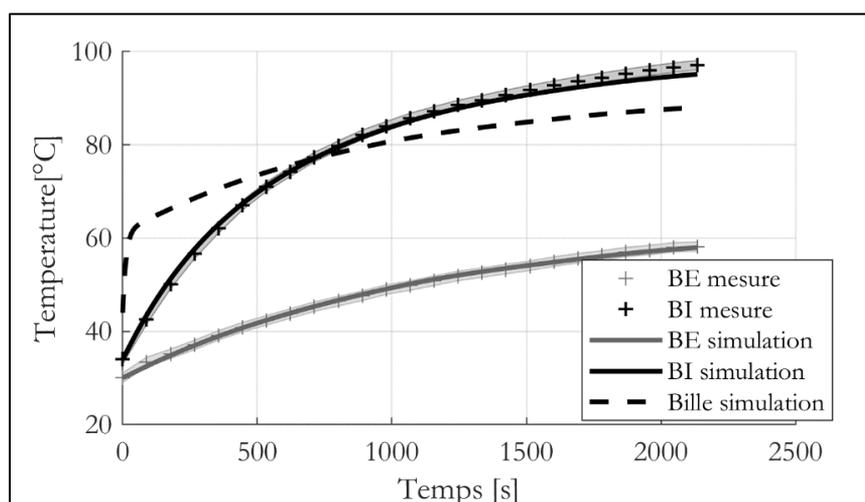
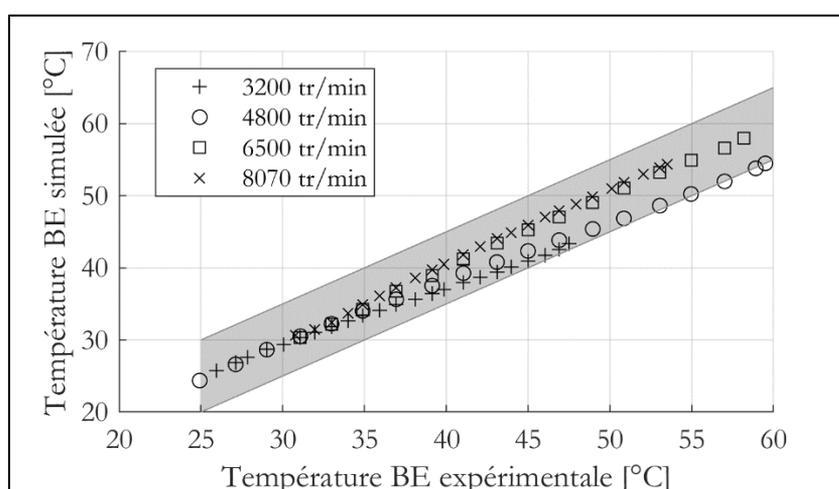


Figure III.12. Comparaison températures mesurées – simulées à 6500 tr / min

Afin de présenter les résultats pour d'autres vitesses, la Figure III.13 montre les températures simulées en fonction des températures mesurées, à chaque instant. Par ailleurs, une zone de $\pm 5^\circ\text{C}$ est tracée afin de vérifier que les valeurs prédites restent dans cet intervalle. Cette valeur de 5°C est un critère défini en interne, durant l'étude. Il est donc montré que pour la BE et pour la BI, les températures sont correctement estimées.

(a)



(b)

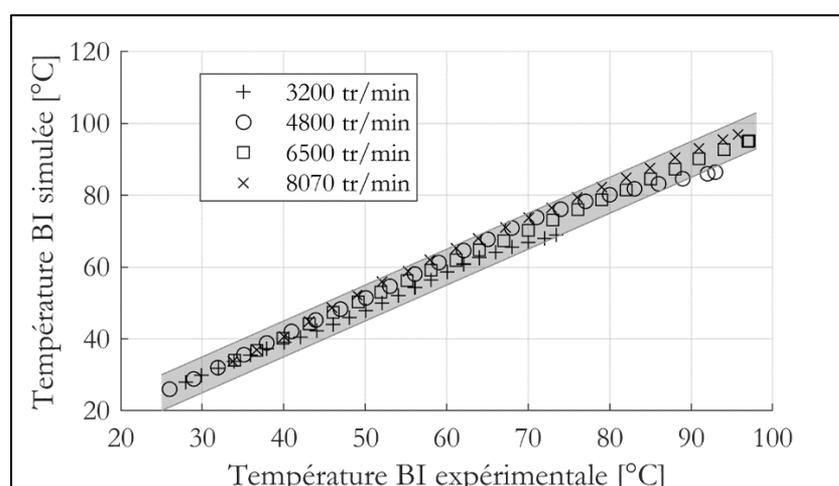


Figure III.13. Comparaison températures mesurées – simulées à pour différentes vitesses. (a) BE (b) BI

Evolution avec la température d'injection

Les pertes de puissance calculées avec le modèle développé ne sont pas impactées par la température d'injection, car la viscosité est calculée à partir des températures au niveau des contacts Bagues/Bille. En revanche, la température d'injection peut influencer la thermique du roulement via les résistances thermiques associées. Sur la Figure III.14, les températures simulées et mesurées sont comparées pour deux températures d'injection, à 6500 tr/min. Une huile plus froide entraîne des températures du roulement plus faibles. Le modèle thermique prend correctement en compte ces variations de température d'injection. Afin d'analyser plus en détail les mécanismes de refroidissement du roulement à l'aide de l'huile injectée, les échanges de chaleur sont étudiés en Annexe I. Il en résulte que :

- Au démarrage, l'huile injectée à 50°C apporte de l'énergie aux éléments du roulement et du bloc mesure, ce qui se traduit par des élévations de température plus marquées, notamment sur la BE.
- Au cours de l'essai, lorsque les éléments sont suffisamment chauds, l'huile joue le rôle de puits de chaleur, notamment pour la BE et le bloc mesure. Ainsi, comme les résistances de striction ne sont pas modifiées au cours de l'essai, les écarts entre BE et BI sont les mêmes pour les deux températures d'injection. En revanche, la BE est plus faible en température pour une huile plus froide.

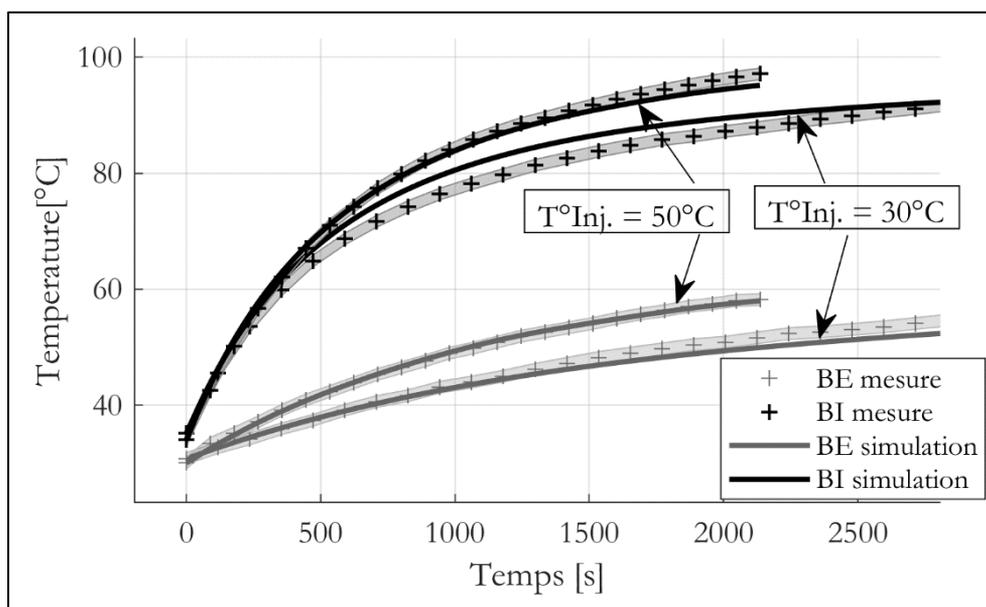


Figure III.14. Comparaison températures simulées – mesurées pour deux températures d'injection différentes à 6500 tr/min

Evolution avec le débit

Les pertes de puissance calculées avec le modèle développé sont très faiblement impactées par le débit d'huile, car la contribution de traînée est faible. Sur la Figure III.15, les températures mesurées et simulées sont tracées en fonction du temps, pour deux débits différents, à 6500 tr/min et une charge radiale de 1 kN. L'évolution des températures montre que le débit d'huile injecté affecte peu la thermique du roulement. Il est néanmoins visible que l'augmentation du

débit a pour tendance d'augmenter le refroidissement du roulement. La tendance est correctement prise en compte par le modèle.

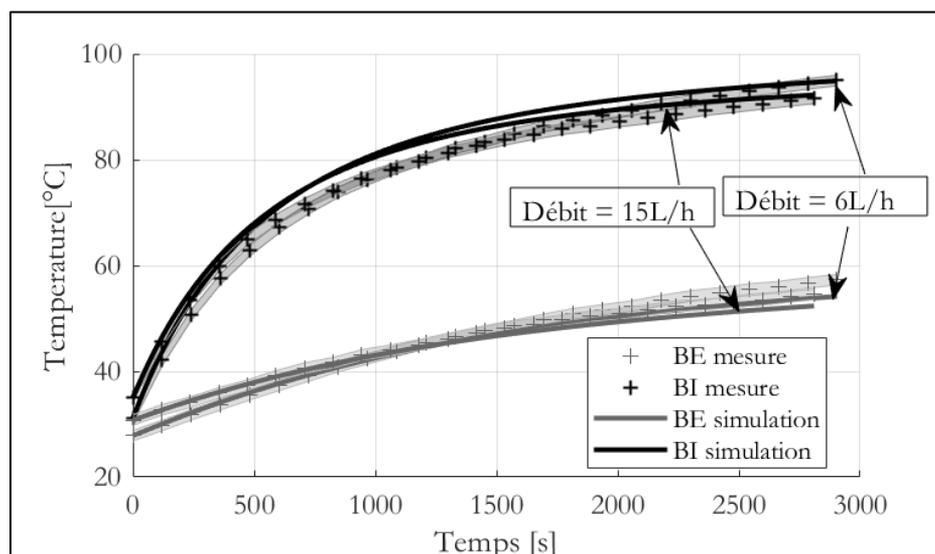


Figure III.15. Comparaison températures simulées – mesurées pour deux débits différents, à 6500 tr/min

Evolution avec la charge radiale

Le modèle de pertes est simulé pour deux charges radiales (400 N et 1000 N) à 6500 tr/min et un débit de 15 L/h. Le modèle est comparé aux mesures sur la Figure III.16. Les pertes sont correctement prédites, même pour une charge radiale faible de 400 N. Il est également notable qu'entre une charge radiale de 400 N et 1000 N, les pertes de puissance sont décalées d'une valeur quasi-constante avec la température. Cette observation est en accord avec la construction du modèle de Harris (la contribution indépendante de la charge M_1 est indépendante de la température).

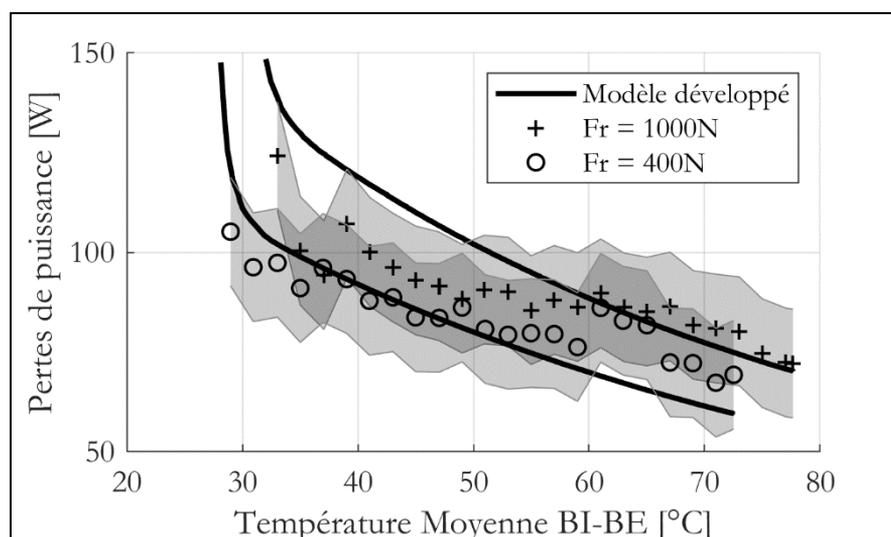


Figure III.16. Comparaison pertes simulées – mesurées pour deux charges différentes, à 6500 tr/min

L'évolution des pertes de puissance est validée pour une charge radiale faible, elle est également investiguée pour une charge radiale plus élevée. Les pertes de puissances mesurées et

simulées sont comparées pour deux charges radiales (1 kN et 3 kN) à 8070 tr/min sur la Figure III.17. L'estimation des pertes est en cohérence avec la mesure : l'augmentation de la charge radiale entraîne une augmentation des pertes de puissance.

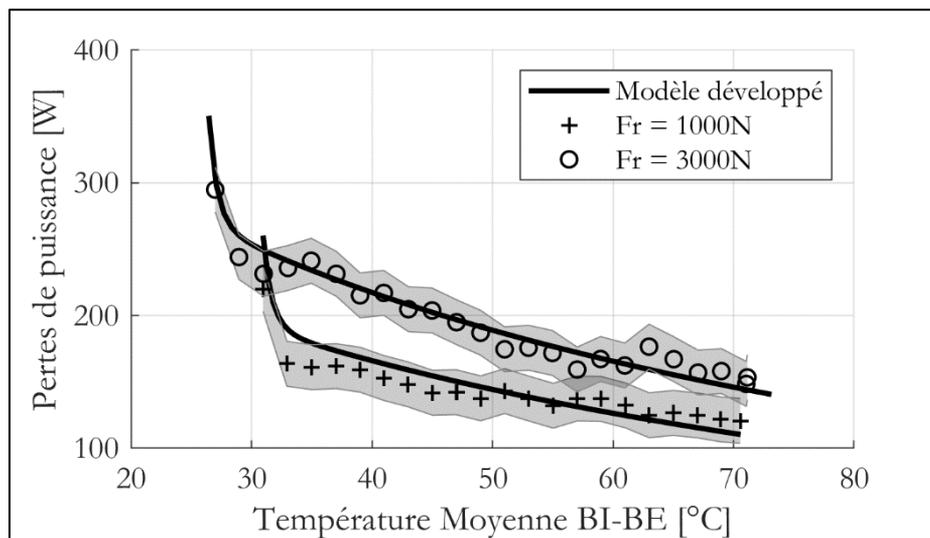


Figure III.17. Comparaison pertes simulées – mesurées pour deux charges différentes, à 8070 tr/min

Afin d'étudier la physique responsable de cette augmentation de pertes de puissance, la Figure III.18 montre la répartition des contributions de pertes de puissance pour les deux charges radiales, à une température moyenne BI/BE de 50°C. Il est visible que le glissement augmente considérablement, bien que la contribution reste faible. Le roulement hydrodynamique sur les billes chargées a fortement augmenté (+66%) et le roulement hydrodynamique sur les billes non chargées a diminué de 20%, car deux billes supplémentaires sont devenues chargées.

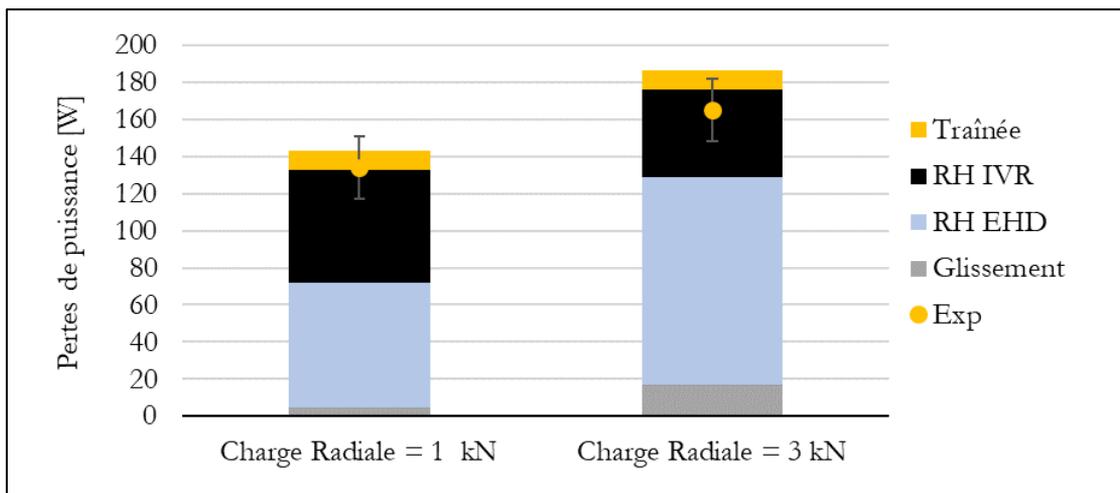


Figure III.18. Répartition des contributions de pertes de puissance pour deux charges radiales différentes, à 8070 tr/min et 50°C

En ce qui concerne la thermique du roulement, pour les deux charges radiales appliquées à 8070 tr/min, la comparaison entre les températures mesurées et simulées est montrée sur la Figure III.19. Il en ressort que les températures sont très proches pour les deux charges radiales. Ceci est dans un premier temps étonnant, car les pertes de puissance sont plus élevées lorsque la

charge radiale appliquée est plus élevée. En revanche, en analysant les échanges de chaleur en Annexe II, il est visible que :

- Les échanges entre la BI et la BE sont principalement pilotés par les résistances de striction.
- Lorsque la charge radiale augmente, les pertes augmentent mais les résistances de striction augmentent également. La chaleur apportée en plus est donc directement apportée au corps du bloc mesure. Cela conduit à des températures des éléments du roulement quasi – similaires pour les deux charges radiales.

Il est également important de noter que le régime permanent n'est pas atteint et cette analyse est valide sur la plage de temps testé. Il peut être supposé que les températures se décaleraient légèrement sur un temps plus long.

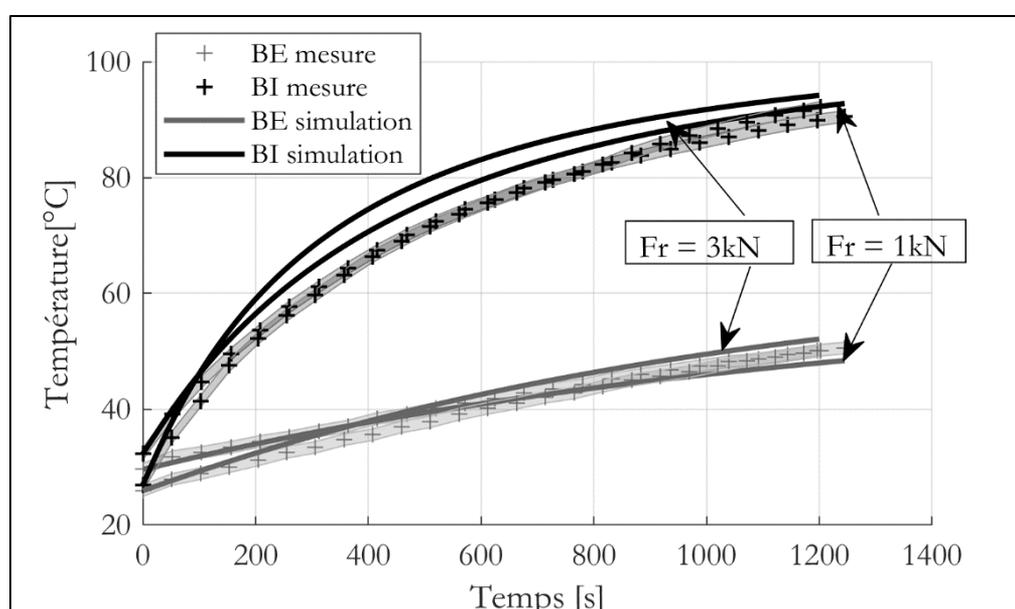


Figure III.19. Comparaison températures simulées – mesurées pour deux charges différentes, à 8070 tr/min

Le modèle thermomécanique développé a été étudié pour les différents paramètres investigués expérimentalement. Les pertes prédites par le modèle sont en cohérence avec les mesures expérimentales et le modèle thermique permet une prédiction satisfaisante de l'évolution des températures du roulement. Il est désormais intéressant d'étudier quels sont les paramètres les plus influents sur le modèle thermomécanique. Pour commencer, l'hypothèse sur la valeur du jeu dans le roulement est investiguée.

III.5 Sensibilité du modèle thermomécanique

III.5.1 Hypothèse sur la valeur du jeu

Le modèle développé est en cohérence avec les mesures expérimentales. Comme il a été montré, il est essentiel de prendre en compte les pertes sur les billes non chargées lorsque le roulement est faiblement chargé. Ces pertes dépendent de la valeur de l'épaisseur de film d'huile,

donc du jeu dans le roulement. En première hypothèse, l'épaisseur considérée est de $\frac{Pd}{4}$. Sur la Figure III.20, le modèle développé est simulé à 6500 tr/min avec différentes valeurs d'épaisseurs de film d'huile. Il est visible qu'en multipliant ou divisant le jeu par 2, les pertes ne sont pratiquement pas impactées, notamment à haute température. Ce résultat montre que le modèle est robuste et peu sensible à l'hypothèse.

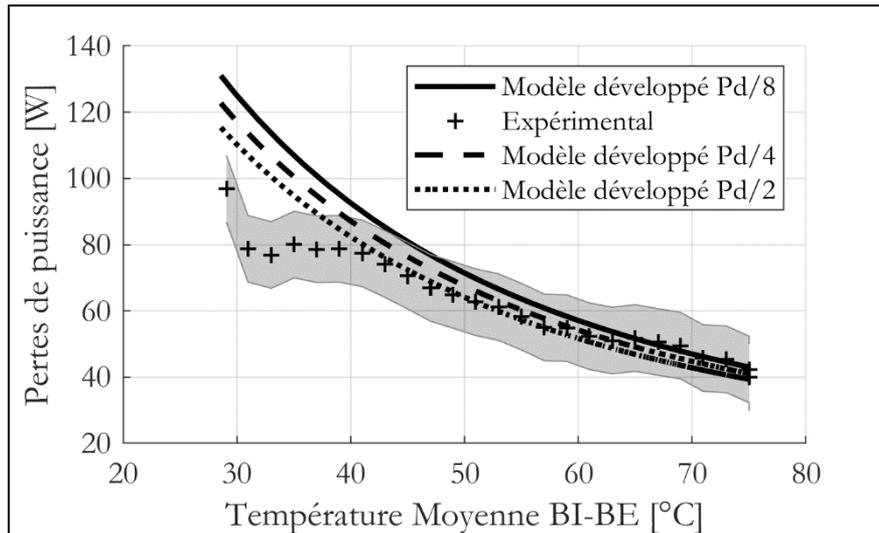


Figure III.20. Comparaison modèle développé – mesure à 6500 tr/min, pour différentes valeurs de jeu

Par ailleurs, il est également possible de vérifier l'hypothèse sur le jeu du roulement en calculant les variations du jeu au cours de l'essai. Il est considéré que deux paramètres influent sur le jeu du roulement : la dilatation thermique et la déformation élastique de la bille sous charge. L'influence du montage n'est pas prise en compte. Le jeu en fonctionnement s'écrit donc :

$$Pd = Pd_{init} - dil_{Bille} - dil_{BI} + dil_{BE} + \delta_{max} \quad (III.23)$$

Avec :

Pd_{init}	Jeu initial du roulement	[m]
dil	Dilatation thermique de l'élément	[m]
δ_{max}	Déformation de la bille la plus chargée	[m]

Et :

$$dil_{élément} = (T_{élément} - T_{init}) \beta_{dil} L_{élément} \quad (III.24)$$

Avec :

$T_{élément}$	Température de l'élément	[K]
T_{init}	Température initiale	[K]
β_{dil}	Coefficient de dilatation	[K ⁻¹]
$L_{élément}$	Longueur de l'élément qui se dilate	[m]

La déformation maximale est calculée à partir de la charge sur la bille la plus chargée :

$$\delta_{max} = \left(\frac{Q_{max}}{K_n} \right)^{\frac{1}{1,5}} \quad (III.25)$$

Le jeu dans le roulement est alors calculé au cours de l'essai. Les évolutions des dilatations thermiques et du jeu dans le roulement sont montrées sur la Figure III.21. Il en ressort que :

- La bille chauffe rapidement et donc se dilate au démarrage, puis stagne.
- La BI chauffe rapidement et les écarts de température BI/BE sont élevés. La dilatation de la BI est donc forte au démarrage, ce qui fait fortement diminuer le jeu du roulement.
- La BE tend à redonner du jeu au roulement, notamment lorsque les températures se stabilisent.
- La déformation de la bille la plus chargée δ_{max} permet au roulement de fonctionner avec du jeu. Sans cette contribution, le jeu serait négatif.

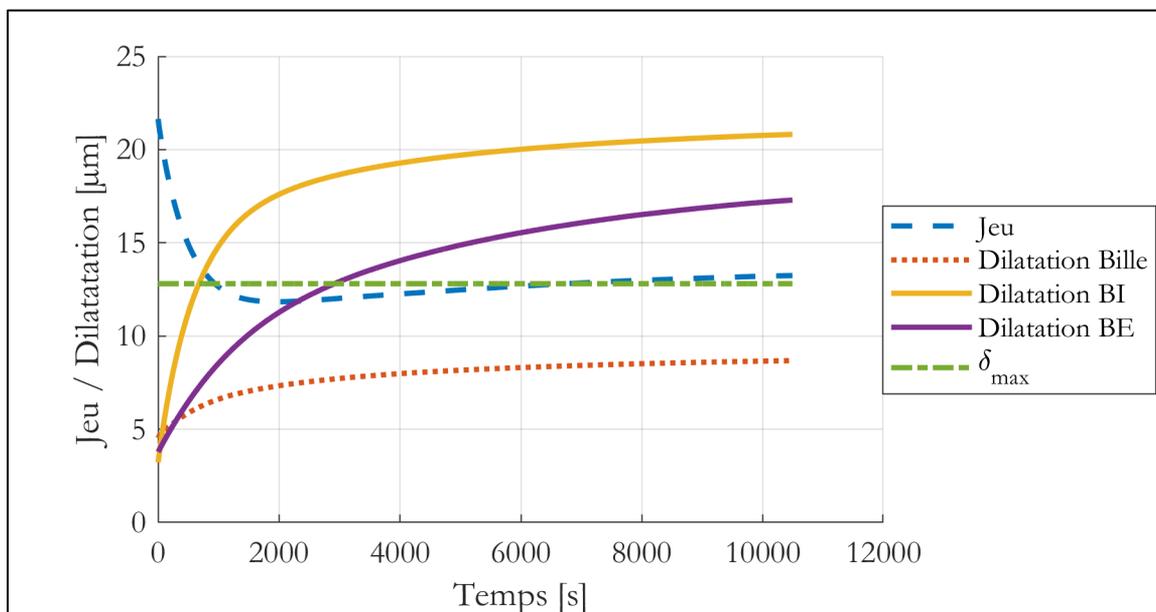


Figure III.21. Evolution du jeu simulé dans le roulement, à 4800tr/min

Cette évolution du jeu est implémentée dans le calcul du roulement hydrodynamique sur les billes non chargées. La comparaison entre les pertes simulées avec et sans variation du jeu dans le roulement est montrée sur la Figure III.22, à 4800 tr/min. Il en ressort que, dans ce cas, la prise en compte de la dilatation thermique influe peu sur les pertes de puissance. Cette conclusion est particulièrement valable en régime stabilisé.

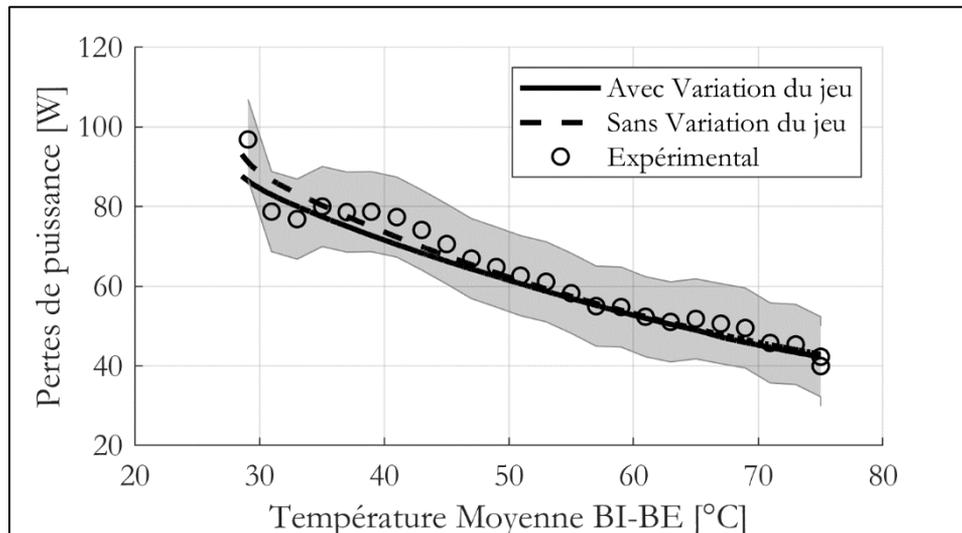


Figure III.22. Evolution des pertes avec et sans variation du jeu dans le roulement, à 4800tr/min

III.5.2 Etude de sensibilité du modèle thermomécanique

Il a été vérifié que la principale hypothèse dans le modèle de pertes de puissance, la valeur du jeu, influe peu sur les pertes de puissance. Cette section a pour objectif de comparer différents paramètres dans le modèle thermomécanique afin de définir quels sont les paramètres les plus influents. Les différents paramètres étudiés sont augmentés tour à tour de 10%. Leur impact sur la thermique du roulement est alors investigué en étudiant les variations de température finale de la BI et de la BE. L'étude de sensibilité est réalisée à 6500 tr/min, une charge radiale de 1000 N, un débit de 15 L/h et une température d'injection de 50°C. Le résultat de cette étude de sensibilité est montré sur la Figure III.23. Il peut être conclu que 3 paramètres sont principalement sensibles :

- Les pertes de puissance, d'où la nécessité d'avoir un modèle de pertes de puissance performant ;
- La température d'injection d'huile, qui permet de chauffer ou refroidir le système. Bien que les résistances de convection sont peu sensibles, modifier la température d'injection modifie directement le delta de température entre les éléments qui échangent, les flux de chaleur sont donc directement impactés.
- Les résistances de striction, d'où la nécessité d'avoir un modèle quasi-statique permettant de connaître la répartition de charge du roulement.

Il est également intéressant de noter que la fraction d'huile et le coefficient de pénétration sont peu sensibles, ce qui justifie les hypothèses prises précédemment.

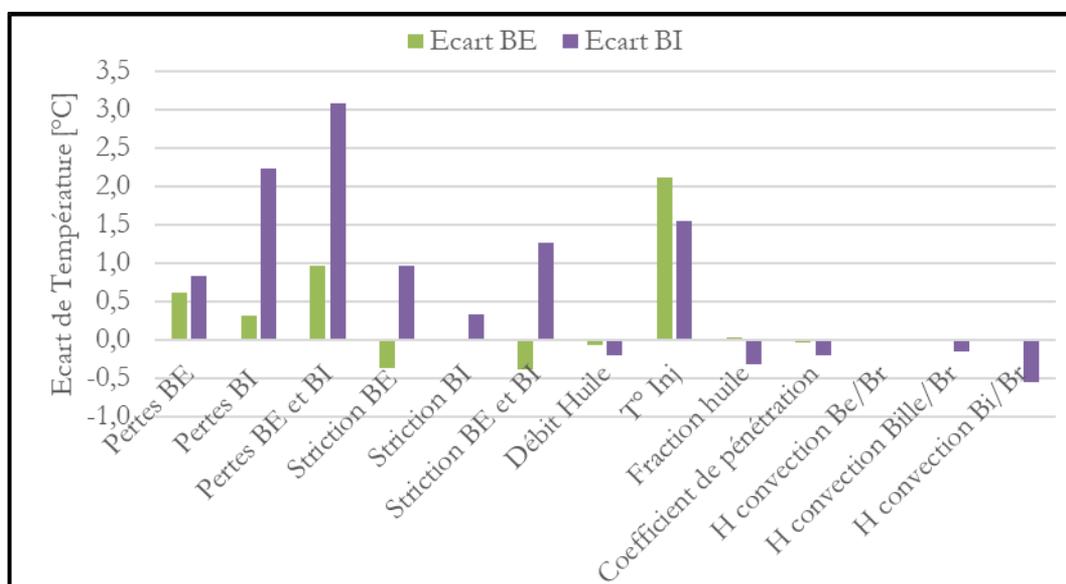


Figure III.23. Etude de sensibilité sur le modèle thermomécanique

Le modèle thermomécanique développé a été analysé et développé pour un roulement à gorge profonde spécifique. Il peut alors être pertinent de se demander si le modèle convient également à un autre roulement à gorge profonde. Pour ce faire, des résultats publiés dans la littérature sont étudiés.

III.5.3 Etude avec un autre roulement GP

Un roulement à GP de dimension plus importante a été testé par de Cadier de Veauce [96] sur le même banc d'essai, au LabECAM. Les conditions d'essai sont similaires à celles présentées ici, il est donc intéressant d'étudier les résultats publiés. Le roulement étudié ici a la référence 6311. Les caractéristiques sont données dans le Tableau III.3.

Tableau III.3. Caractéristiques du roulement 6311

Désignation	Valeur	Unité
Diamètre moyen	89	[mm]
Diamètre intérieur	55	[mm]
Diamètre extérieur	120	[mm]
Nombre de billes	8	[-]
Charge statique	45 000	[N]
Diamètre de bille	20,6	[mm]
Vitesse maximale	9000	[tr/min]
Largeur	29	[mm]

Les mesures expérimentales de pertes de puissance sont récupérées d'après [96]. Les conditions d'essai sont les suivantes :

- Vitesse : 4800 tr/min, ce qui correspond à un produit $N d_m$ de 427 200.
- Débit d'huile injecté : 15 L/h.

- Charge radiale appliquée : 3000 N. La charge appliquée est inférieure à 10% du C_0 .

Le modèle de pertes de puissance développé est simulé pour ce roulement et les conditions opératoires définies ci-dessus. La viscosité est calculée avec la température moyenne BI-BE et l'hypothèse de l'épaisseur de film d'huile égale à $\frac{Pd}{4}$ sur les billes non chargées est prise en compte. La Figure III.24 montre la comparaison entre le modèle développé et les mesures expérimentales. Il est visible que les pertes de puissance simulées sont en accord avec les pertes de puissance mesurées. Cela signifie que le modèle est applicable pour un roulement de taille différente, sans aucune modification dans le modèle. Cette conclusion est particulièrement importante : les auteurs montrent dans l'article qu'en utilisant le modèle de Harris, il est nécessaire de recalibrer le paramètre f_0 pour les deux roulements.

Par ailleurs, sur la Figure III.25, la répartition des contributions de pertes de puissance est similaire pour le roulement 6311 et le roulement 6210. Ainsi, le roulement hydrodynamique représente plus de 90% des pertes de puissance et il est nécessaire de prendre en compte le roulement hydrodynamique sur les billes non chargées.

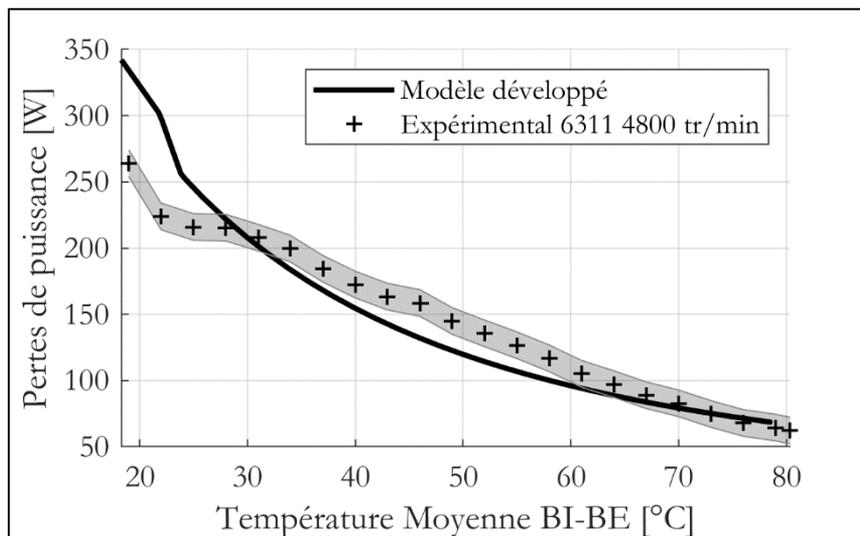


Figure III.24. Comparaison modèle développé – mesure roulement 6311 à 4800 tr/min

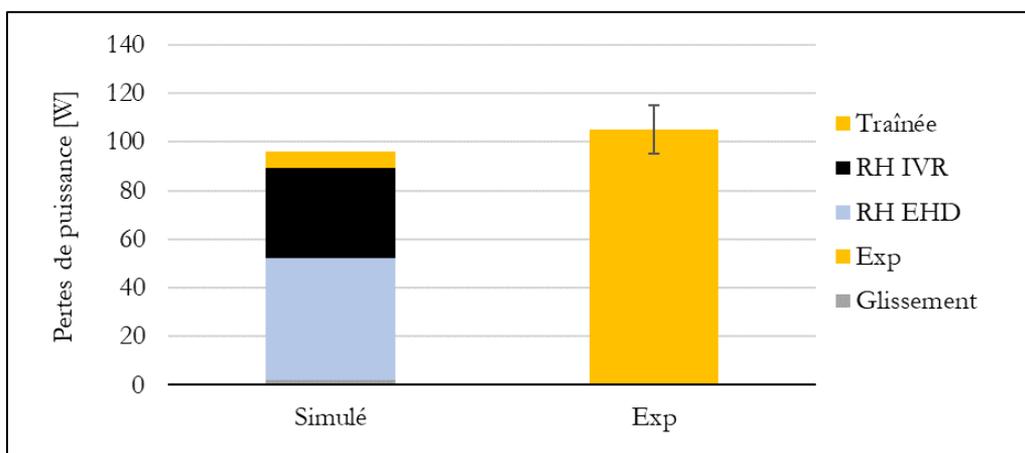


Figure III.25. Répartition des contributions de pertes de puissance pour le roulement 6311 à 4800 tr/min et 60°C

III.6 Conclusion

Dans ce chapitre, un nouveau modèle de pertes de puissance a été développé. Ce modèle, local et théorique, est basé sur un modèle quasi-statique, qui permet d'avoir accès à de nombreuses informations au sein du roulement (répartition de charge, dimensions des ellipses de Hertz, vitesses). Trois contributions de pertes sont prises en compte : le glissement, le roulement hydrodynamique et la traînée. Une nouveauté est notamment apportée au calcul de la contribution du roulement hydrodynamique. Classiquement, le roulement hydrodynamique est calculé dans le régime EHD sur les billes chargées. Il est proposé ici de le prendre également en compte dans le régime IVR sur les billes non chargées. Une charge équivalente est alors calculée à partir du jeu du roulement.

Le modèle développé est alors comparé aux mesures expérimentales. Il en résulte que l'estimation, sans recalage expérimental, donne des résultats très intéressants, notamment à haute température. Afin d'avoir un modèle thermomécanique complet, un réseau thermique du roulement est développé. Ce réseau permet notamment d'avoir accès à la température des éléments roulants. Il est alors proposé de calculer la viscosité au niveau des contacts à partir de la température moyenne Bille/Bague et non à partir seulement de la température moyenne BI/BE.

Le modèle thermomécanique complet est alors comparé et analysé en détail avec les essais réalisés sur roulement GP. En ce qui concerne les pertes de puissance, plusieurs points ressortent :

- 90-95% des pertes de puissance sont dues au roulement hydrodynamique pour un roulement à gorge profonde faiblement chargé.
- Le roulement hydrodynamique sur les billes non chargées représente environ 40% des pertes totales du roulement lorsque la charge radiale est égale à 5% du C_0 . Ces pertes sont indépendantes de la charge, elles font le lien avec le modèle de Harris. Cette contribution sur les billes non chargées permet d'expliquer la limitation de la charge à 10% du C_0 dans le modèle de SKF modifié.
- Le glissement et la traînée sont des contributions très faibles, presque négligeables. Ceci est dû aux conditions de fonctionnement (faible charge et vitesse modérée). A plus forte charge, le glissement devient plus important et ne peut être négligé.

Concernant, la thermique du roulement, l'analyse du réseau thermique permet de comprendre plusieurs points :

- La température d'injection n'influe pas sur les pertes de puissance mais influe sur la thermique du roulement. La température d'injection influe peu sur les résistances de convection, mais affecte les échanges de chaleur en affectant les deltas de température entre l'huile et les éléments du roulement.
- Les échanges de chaleur au sein du roulement sont principalement dictés par les résistances de striction. Ainsi, les écarts de température entre la BI et la BE sont dus aux résistances de striction.

- Le débit d'huile influe peu sur la thermique du roulement, car les résistances de convection sont peu influentes dans le réseau.

Une analyse de sensibilité est menée. La principale hypothèse apportée au modèle de pertes de puissance est tout d'abord investiguée : la valeur du jeu au niveau des contacts non chargés. Il en résulte que cette valeur est peu influente sur les valeurs de pertes de puissance. La valeur choisie au départ ($\frac{Pd}{4}$) est également cohérente avec les valeurs de jeu calculées au cours de l'essai, en prenant en compte la dilatation thermique et la déformation des billes. Concernant la thermique du roulement, l'analyse de sensibilité montre que les paramètres sensibles sont les pertes de puissance, la température d'injection de l'huile et les résistances de striction (donc la charge appliquée).

Le modèle thermomécanique est validé pour le roulement GP 6210. Il est proposé d'investiguer le modèle de pertes de puissance pour un autre roulement GP, ayant la référence 6311. Les mesures de pertes de puissance sont obtenues à partir de la littérature. La comparaison entre les pertes simulées et mesurées montre que le modèle de pertes permet une bonne prédiction, même pour un roulement différent, et sans recalage expérimental. Cette conclusion est très intéressante, en comparaison avec le modèle de Harris, qui nécessite un recalage expérimental pour chaque roulement testé.

Afin de conclure sur les performances du modèle développé et de pouvoir comparer avec les modèles globaux, l'Annexe III présente les résultats de prédiction de température en utilisant les modèles globaux de Harris et SKF. Les prédictions de pertes et de température sur l'ensemble des essais sont montrées dans le Tableau III.4. Il résulte de cette étude que 3 modèles thermomécaniques permettent une bonne estimation des pertes et de la thermique du roulement 6210. En revanche, seul le modèle développé ne comporte pas de recalage expérimental et permet de comprendre en détail la physique impliquée dans la génération et la dissipation des pertes de puissance.

Tableau III.4. Erreurs moyennes sur l'ensemble des essais pour chaque modèle

Modèle de pertes utilisé	Erreur sur les pertes (%)	Erreur pertes avec prise en compte de l'incertitude de mesure (%)	Erreur de prédiction moyenne sur la BE (°C)	Erreur de prédiction moyenne sur la BI (°C)
Harris $f_0 = 4$	187	172	8,2	28,3
Harris $f_0 = 1,35$	11	4	1,1	2,8
SKF	19	8	2,3	6
SKF modifié	10	2	1	2,1
Modèle développé sans pertes sur billes non chargées	29	16	3,7	8,1
Modèle développé	8	2	1,3	2,6

Ce chapitre ayant montré le développement d'un modèle thermomécanique pour un roulement GP, il est proposé dans le prochain chapitre d'étudier un roulement à contact oblique, chargé radialement et axialement.

Chapitre IV - Analyse des pertes de puissance dans les roulements à contact oblique

IV.1 INTRODUCTION

IV.2 ANALYSE THEORIQUE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE

IV.3 ETUDE EXPERIMENTALE DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES ROULEMENTS A CONTACT OBLIQUE

IV.4 COMPARAISON AVEC LE MODELE DE PERTES DE PUISSANCE DEVELOPPE

IV.5 COMPARAISON MODELE THERMIQUE – TEMPERATURES MESUREES

IV.6 CONCLUSION

IV.1 Introduction

Les Chapitres II et III ont permis d'investiguer les pertes de puissance d'un roulement à gorge profonde (GP) chargé radialement. Tout d'abord, l'investigation expérimentale a permis de mettre en avant l'influence de plusieurs paramètres sur les pertes. Il en résulte que la vitesse et les températures au sein du roulement sont les principaux paramètres influents. Les mesures ont ensuite été comparées aux modèles de pertes de puissance existants. Aucun modèle ne permet une prédiction satisfaisante : les modèles globaux (Harris et SKF) nécessitent des modifications de leurs paramètres. Par ailleurs, ces modèles globaux ne permettent pas une analyse approfondie des phénomènes physiques responsables de la génération de pertes de puissance. Pour résoudre cette problématique, un modèle local a été développé. Ce modèle propose notamment de prendre en compte les billes situées dans la zone non chargée. Ces billes se trouvent dans le régime Iso-Visqueux Rigide (IVR), à l'inverse des billes chargées qui sont dans le régime Piezo-visqueux Élastique (PVE ou EHD). Ainsi, pour les conditions de fonctionnement étudiées, les pertes de puissance dans les roulements sont principalement dues à l'épaisseur de film d'huile et à la pression de contact (phénomène de roulement hydrodynamique). Cette analyse a ainsi permis de trouver une explication physique aux pertes à faible charge et à vitesse modérée. De plus, le modèle analytique développé prédit correctement les pertes de puissance générée par un roulement GP.

Ce chapitre propose quant à lui d'étudier les pertes de puissance d'un roulement à contact oblique (CO) chargé radialement et axialement. Les conditions opératoires sont similaires au roulement à gorge profonde :

- Charge faible : la charge statique équivalente reste inférieure à 5% de la capacité statique du roulement ;
- Vitesse de rotation modérée : le produit $N \cdot d_m$ reste inférieur à 10^6 ;
- Lubrification par injection d'huile avec des débits d'huile faibles à modérés : de 10 L/h à 15 L/h ;

L'objectif de cette étude est premièrement de vérifier si le modèle de pertes local développé au Chapitre III est applicable aux roulements CO. Deuxièmement, il est nécessaire de vérifier si le modèle thermique développé est lui aussi applicable aux roulements CO.

Ce chapitre est décomposé en plusieurs parties. La première s'intéresse à l'étude théorique des pertes de puissance dans les CO et notamment les différences entre un roulement GP chargé radialement et un roulement CO chargé axialement. La seconde partie s'intéresse à l'investigation expérimentale des pertes de puissance générées par le roulement CO. Différents paramètres sont étudiés et leur influence est investiguée. Par la suite, le modèle de pertes théorique développé est alors comparé aux mesures expérimentales. Pour finir, les pertes de puissance calculées sont injectées dans le modèle thermique et les prédictions de température sont comparées aux mesures expérimentales.

IV.2 Analyse théorique des pertes de puissance dans les roulements à contact oblique

Cette partie propose d'analyser les pertes de puissance dans les roulements CO. Cette analyse a également été publiée [102]. Le roulement étudié est le 7210. La macro-géométrie du roulement est connue, donnée par les fabricants. Les caractéristiques sont données dans le Tableau IV.1. Le point de départ de cette étude est le modèle développé dans le Chapitre III, pour les roulements à gorge profonde. Néanmoins, une charge axiale est appliquée en plus de la charge radiale. C'est pourquoi il est tout d'abord nécessaire de modifier le modèle quasi-statique.

Tableau IV.1. Caractéristiques du roulement 7210

Désignation	Valeur	Unité
Diamètre moyen	70	[mm]
Diamètre intérieur	50	[mm]
Diamètre extérieur	90	[mm]
Nombre de billes	15	[-]
Angle de contact libre	40	[°]
Charge statique	31 000	[N]
Diamètre de bille	12,7	[mm]
Vitesse maximale	9000	[tr/min]
Largeur	20	[mm]

IV.2.1.1 Modèle quasi-statique

Le modèle quasi-statique est toujours basé sur l'analyse de Jones [17] et Harris [7], mais il est différent de celui développé pour le roulement GP chargé radialement. L'effort axial appliqué implique un déplacement axial du roulement. Par ailleurs, un angle de contact apparaît dû au chargement axial (Figure IV.1-(a)). L'objectif est de calculer la charge appliquée Q_{n_j} sur chaque bille située à une position ψ_j (Figure IV.1-(b)).

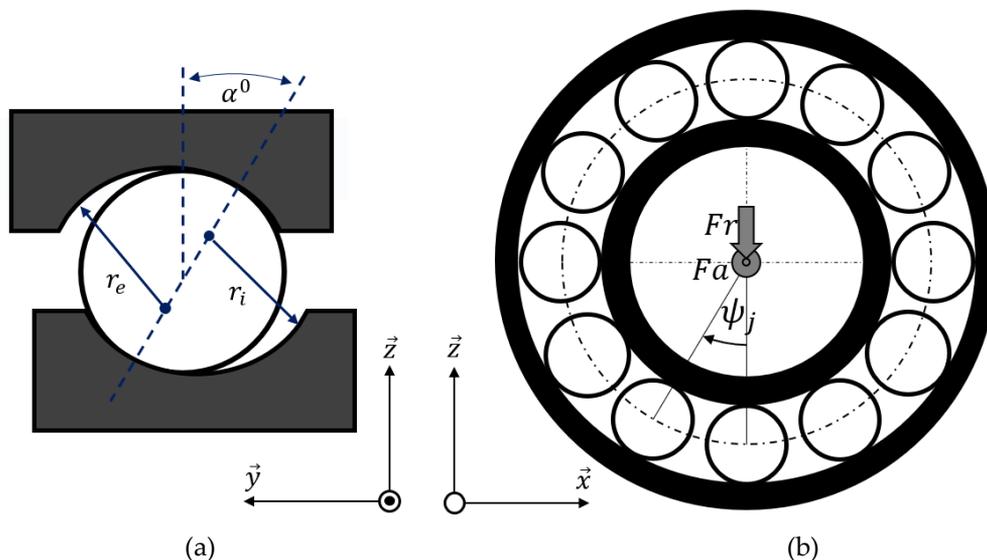


Figure IV.1. (a) géométrie interne du roulement. (b) Forces appliquées et localisation des billes

Dans la présente étude, la plage de vitesse de rotation est modérée. Ainsi, la force centrifuge et le moment gyroscopique ne sont pas pris en compte, ce qui se traduit par des angles de contact et des charges similaires sur les bagues intérieures et extérieures. Ces hypothèses permettent le développement d'un code de calcul plus simple. L'équilibre global du roulement peut être écrit comme suit :

$$F_a = \sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j} \sin \alpha \quad (\text{IV.1})$$

$$F_r = \sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j} \cos \psi_j \cos \alpha \quad (\text{IV.2})$$

Avec :

F_a	Force axiale appliquée sur le roulement	[N]
F_r	Force radiale appliquée sur le roulement	[N]
Q_{n_j}	Charge appliquée sur chaque bille	[N]
Z	Nombre d'éléments roulants	[-]

Et :

$$Q_{n_j} = K_n A^{1.5} \left\{ \left[\left(\sin \alpha^0 + \frac{\delta_a}{A} \right)^2 + \left(\cos \alpha^0 + \frac{\delta_r}{A} \cos \psi_j \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - 1 \right\}^{1.5} \quad (\text{IV.3})$$

Avec :

K_n	Raideur équivalente de contact (équation (I.16))	[N. m ^{-1.5}]
A	Distance entre les centres des rayons de gorge (équation (I.4))	[m]
δ_a	Déplacement axial du roulement	[m]
δ_r	Déplacement radial du roulement	[m]

L'angle de contact α est déterminé géométriquement :

$$\alpha = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \alpha^0 + \frac{\delta_a}{A}}{\left[\left(\sin \alpha^0 + \frac{\delta_a}{A} \right)^2 + \left(\cos \alpha^0 + \frac{\delta_r}{A} \cos \psi_j \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (\text{IV.4})$$

Finalement, par résolution numérique, l'équilibre global est atteint pour des valeurs particulières δ_r et δ_a . Une série de simulations est réalisée pour un le roulement 6210 et le roulement 7210. Les propriétés des matériaux sont indiquées dans le Tableau III.1. Une charge radiale de 1 kN est appliquée sur le roulement GP. Une charge axiale de 400 N est appliquée sur le roulement CO. La répartition de la charge est illustrée sur la Figure IV.2. Pour le roulement

GP chargé radialement, il y a une zone chargée et une zone non chargée. Pour le roulement CO chargé axialement, il n'y a qu'une zone chargée. Il est intéressant de noter que la charge appliquée aux billes chargées dans le roulement GP est beaucoup plus importante que la charge appliquée sur chaque bille dans le roulement CO. On peut donc se demander si la charge de contact dans le roulement CO est suffisante pour atteindre le régime EHD. Il est possible de répondre à cette question en examinant le régime de lubrification de chaque bille.

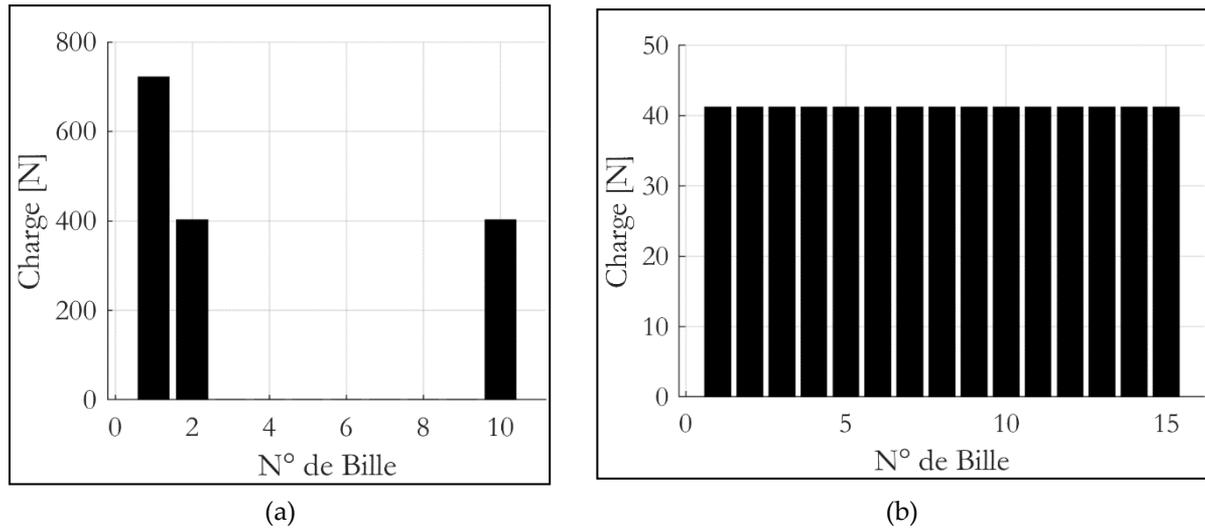


Figure IV.2. Répartition de la charge sur chaque bille (a) 6210 Fr = 1kN. (b) 7210 Fa = 400N

IV.2.2 Régimes de lubrification en film complet

Comme présenté dans le Chapitre I, la lubrification en film d'huile complet peut être décomposée en 4 sous-régimes. Afin d'identifier dans quel régime se trouvent les billes, il est proposé d'utiliser les travaux de Moes [41].

IV.2.2.1 Paramètres de Moes

Le régime de lubrification sur chaque bille est donc investigué à l'aide des travaux de Moes. L'épaisseur adimensionnelle de film d'huile H_{Moes} est estimée à partir des critères L_{Moes} et N_{Moes} :

$$H_{Moes} = \frac{h_c}{R_x} (2U^*)^{\frac{1}{2}} \quad (IV.5)$$

$$L_{Moes} = G^* (2U^*)^{\frac{1}{4}} \quad (IV.6)$$

$$N_{Moes} = W^* (2U^*)^{\frac{3}{4}} \lambda^{\frac{1}{2}} \quad (IV.7)$$

Avec :

H_{Moes}	Epaisseur adimensionnée de film d'huile	[-]
L_{Moes}	Paramètre de viscosité adimensionné	[-]
N_{Moes}	Paramètre de charge adimensionné	[-]
h_c	Epaisseur centrale du film d'huile	[mm]

G^*	Paramètre adimensionné de matériau	[-]
U^*	Paramètre adimensionné de vitesse	[-]
W^*	Paramètre adimensionné de charge	[-]
λ	Rapport de courbure = $\frac{R_x}{R_y}$	[-]

Les paramètres G^* , U^* et W^* sont définis respectivement dans les équations (I.32), (I.33) et (I.34).

IV.2.2.2 Cartographie des régimes de lubrification

Il est nécessaire de reconstruire la cartographie de Moes car elle repose sur l'ellipticité du contact, et change donc d'un contact elliptique à un autre. La carte est créée en utilisant les solutions asymptotiques de chaque régime de lubrification. Les résultats de cette cartographie sont illustrés sur la Figure IV.3 (a), où les différents régimes de lubrification sont également représentés. Des simulations ont été effectuées pour les roulements 6210 et 7210, en utilisant les conditions de charge définies dans la section IV.2.1.1, une vitesse de rotation de 6500 tr/min et une huile minérale dont les caractéristiques sont indiquées dans le Tableau I.2.

L'épaisseur de film adimensionnelle pour chaque bille a été tracée pour différentes températures de contact allant de 30°C à 80°C. Pour le roulement GP (Figure IV.3-(a)), il est évident que le régime de lubrification des billes chargées se situe dans la zone EHD (à titre d'exemple, les régimes associés à deux billes chargées différentes sont représentés sur la Figure IV.3-(a)). Pour les billes non chargées, le régime de lubrification est IVR car le paramètre N_{Moes} vaut 0. Cependant, pour le roulement CO (Figure IV.3-(b)), toutes les billes sont chargées et les points ne sont pas situés dans la zone EHD mais dans le régime piézo-visqueux rigide (PVR). Sur la base de ce comportement, deux points peuvent être notés ici :

- Le régime de lubrification des billes peut changer d'une bille à l'autre, en raison de la répartition de la charge.
- Le régime de lubrification des billes peut changer en fonction de la température de contact.

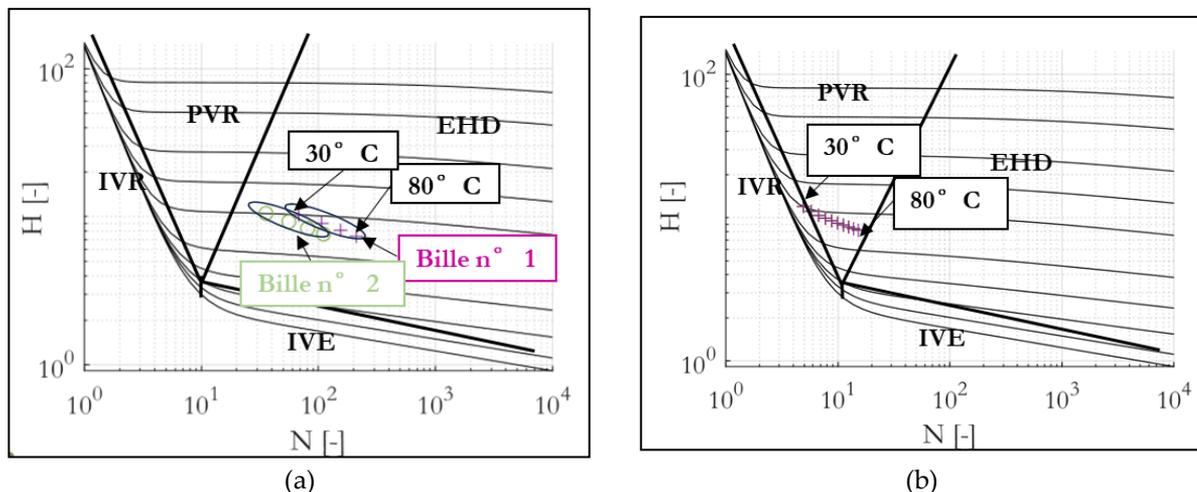


Figure IV.3. Cartographie du régime de lubrification - Moes. (a) 6210 - $Fr = 1kN$ (b) 7210 - $Fa = 400N$.

Une autre façon de visualiser le changement de régime est proposée. L'idée est de tracer l'évolution du régime de lubrification pour chaque bille (charge constante au niveau du contact) en fonction de la température de contact. Cette visualisation, présentée sur la Figure IV.4-(a) pour le roulement GP chargé radialement et Figure IV.4-(b) pour le roulement CO chargé axialement, permettra par la suite de mettre en évidence l'influence de la température de contact sur le régime de lubrification.

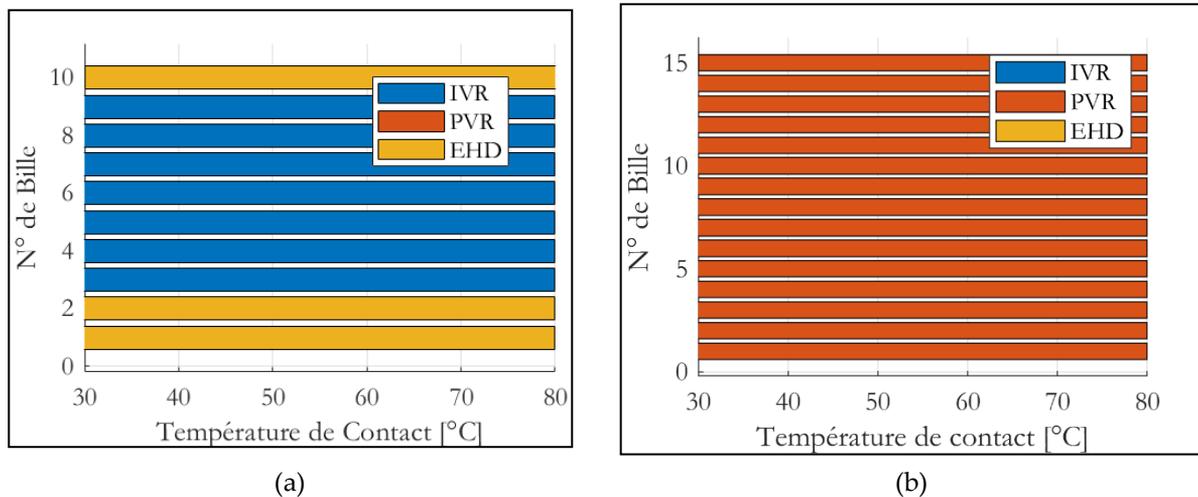


Figure IV.4. Visualisation des changements de régime de lubrification au sein du roulement (a) 6210 - $Fr = 1\text{ kN}$ (b) 7210 - $Fa = 400\text{ N}$.

Pour conclure, cette étude a montré que le régime de lubrification dans le cadre d'un chargement axial n'est pas uniquement en EHD, comme il est commun de trouver dans les roulements. Pour s'assurer du régime de lubrification, il est nécessaire de :

- Calculer la distribution de charge au sein du roulement ;
- Définir une température de contact ;
- Calculer les paramètres de Moes ;
- Cartographier les régimes de lubrification ;

IV.2.3 Modèle de pertes de puissance pour les roulements à contact oblique

Pour estimer les pertes de puissance des roulements CO, trois contributions sont prises en compte, comme pour les roulements GP : le glissement, le roulement hydrodynamique et les pertes par traînée. Comme expliqué précédemment, la complexité ici provient des changements de régime.

Les pertes par glissement et par traînée sont estimées à l'aide des équations (III.4) et (II.7). Le calcul de la contribution du roulement hydrodynamique est en revanche complexifié : le roulement hydrodynamique est directement lié à l'épaisseur du film d'huile et donc au régime de lubrification. Comme il a été montré précédemment, pour les applications à faible charge, les

régimes de lubrification couverts sont IVR, PVR et EHD. Par conséquent, la contribution du roulement hydrodynamique n'est pas la même pour chaque régime.

- Pour le régime IVR, le roulement hydrodynamique peut être estimé à l'aide des travaux de Houpert [65] (équation (III.6)).
- Pour le régime EHD, les travaux de Tevaarwerk [62] ou Houpert [65] peuvent être utilisés (équation (III.5)).
- Pour le régime PVR, les travaux de Biboulet [65] peuvent être utilisés. Cela permet une transition continue du régime IVR au régime EHD.

$$F_{RH\text{PVR}} = c_{Bib} E_{eq} R_x^2 2a \left(\frac{\left(0.77 \beta_{Bib}^{-\frac{1}{3}} k^{0.12} (2U^*)^{-\frac{1}{12}} - 1.8 \beta_{Bib}^{-\frac{1}{4}} \right)}{1 + \frac{N_{Moës}}{6.6}} + 1.8 \beta_{Bib}^{-\frac{1}{4}} \right) (2U^*)^{\frac{3}{4}} \quad (\text{IV.8})$$

Et :

$$c_{Bib} = \frac{0.85}{\left(1 + 4.72 N_{Moës}^{-0.39} k^{0.484} N_{Moës}^{0.165} \right)} \quad (\text{IV.9})$$

$$\beta_{Bib} = \frac{b E_{eq}}{\pi P_{max} R_x} \quad (\text{IV.10})$$

Avec :

c_{Bib} Coefficient de troncature [-]

β_{Bib} Paramètre d'ellipticité [-]

Finalement, les pertes de puissance dues au roulement hydrodynamique sont calculées en utilisant la vitesse de roulement et en sommant la contribution sur la BI et la BE (équation (III.9)).

IV.3 Etude expérimentale des pertes de puissance dans les roulements à contact oblique

Cette partie s'intéresse à l'étude expérimentale des pertes de puissance dans les roulements à contact oblique. Le banc d'essai utilisé est le même que celui présenté dans le Chapitre II.

IV.3.1 Bloc mesure et matrice d'essai

Le roulement doit pouvoir être chargé radialement et axialement. Il est donc nécessaire de concevoir un bloc mesure spécifique qui permet l'application d'une charge axiale.

IV.3.1.1 Bloc mesure

Le roulement étudié dans cette partie a la référence 7210. Ses caractéristiques sont présentées dans le Tableau IV.1. Le roulement étant un CO, un montage à deux roulements est nécessaire. Le montage choisi est en O, comme montré sur la Figure IV.5. Une précharge est appliquée par l'intermédiaire de rondelles élastiques ondulées. Les rondelles appliquent une précharge de 450 N lorsqu'elles sont écrasées de 3 mm. En jouant sur l'écrasement des rondelles, il est alors possible de jouer sur la précharge appliquée au roulement. Cette solution est pratique et facile à mettre en œuvre. L'inconvénient est qu'elle nécessite le démontage du bloc à chaque changement de précharge. Trois écrasements, et donc trois précharges, ont été utilisés sur ce bloc : 2 mm, 3 mm et 4 mm, ce qui correspond respectivement à des précharges de 225 N, 450 N et 675 N.

Le maintien en position des roulements est assuré par des écrous KLM. La lubrification du roulement est similaire au premier bloc : de l'huile est amenée par une pompe puis l'huile s'écoule par gravité en façade du roulement. L'évacuation de l'huile est assurée par des orifices dans le bloc. L'huile utilisée pour la lubrification est également la même que pour le roulement GP.

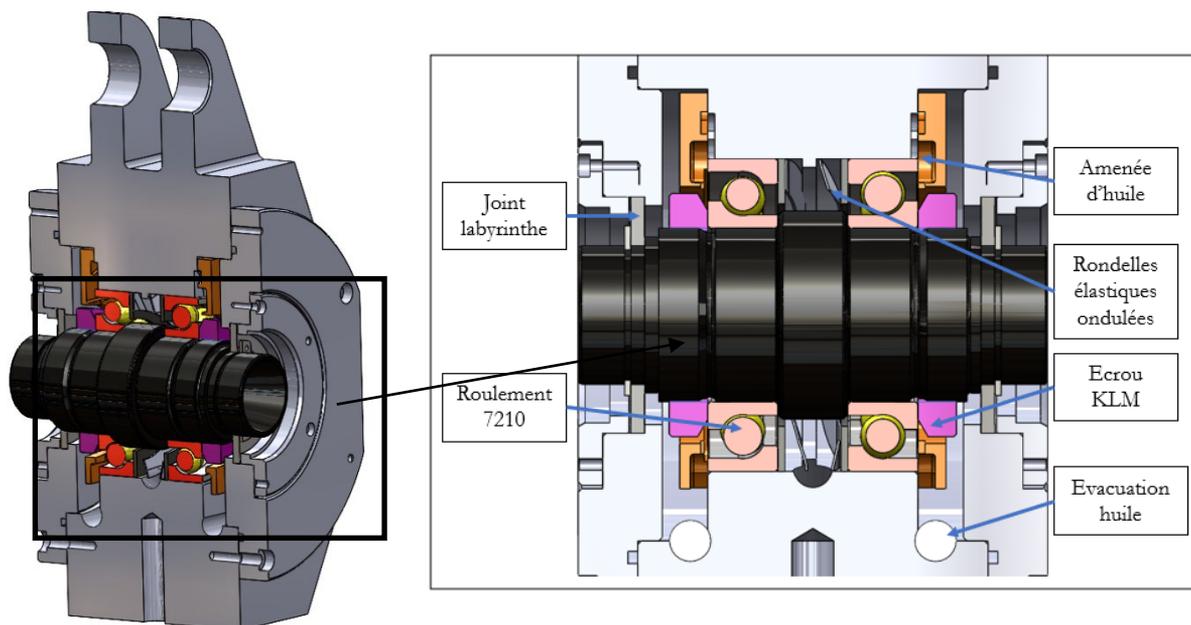


Figure IV.5. Bloc mesure pour le roulement à contact oblique

IV.3.1.2 Matrice d'essai

La matrice d'essai a été conçue de manière à étudier 3 points principaux :

- Est-ce que l'influence des paramètres étudiés est similaire pour les roulements GP et CO ?
- Est-ce que les modèles de pertes de puissance prédisent correctement les pertes de puissance et prennent correctement en compte des variations de paramètre ?
- Quelles sont les différences, en termes de pertes de puissance, entre un roulement GP et un roulement CO ?

Pour répondre à ces questions, les paramètres suivants ont été investigués :

- Vitesse de rotation : 4 vitesses ont été testées, de 3200 à 8070 tr/min. L'application reste en vitesse modérée étant donné que le produit $N d_m$ est inférieure au million (le produit varie de 224 000 à 564 900).
- Charge radiale : 3 charges ont été testées 50 N, 600N et 1,5 kN.
- Précharge axiale : 3 précharges testées : 225 N, 450 N et 675 N. La charge équivalente est faible dans tous les cas de charge (de 225 N à 1500 N), l'étude reste donc concentrée sur les pertes indépendantes de la charge.

Lubrification : 2 températures d'injection ont été testées, 25°C et 50°C, ainsi que 2 débits d'huile : 10 L/h et 15 L/h.

La matrice d'essai obtenue est présentée dans le Tableau IV.2

Tableau IV.2. Matrice d'essais roulement à contact oblique

N° de test	Vitesse [tr/min]	T° d'injection [°C]	Débit d'huile [L/h]	Précharge axiale [N]	Charge radiale [N]
1	3200-4800-6500-8070	25	15	450	650
2	6500	25 - 50	15	450	650
3	8070	25	10 - 15	450	650
4	4800	25	15	225 – 450 – 675	50
5	6500	25	15	450 – 675	650
6	4800	25	15	450	50 – 600 – 1500
7	6500	25	15	450	600 – 1500

IV.3.2 Résultats expérimentaux

Cette partie présente les résultats expérimentaux obtenus. L'influence de chaque paramètre est investiguée par l'analyse des évolutions de pertes de puissance mesurées sur le roulement 7210. Comme pour le roulement GP, les pertes de puissance sont affichées en fonction de la température moyenne BI-BE, afin de comparer les pertes à un même état thermique.

IV.3.2.1 Evolution avec la vitesse

L'évolution des pertes de puissance est affichée sur la Figure IV.6 pour 4 vitesses différentes. Ces résultats correspondent au test n°1 dans la matrice d'essai (Tableau IV.2). De manière similaire aux essais sur roulement GP, la vitesse est un paramètre très influent : les pertes de puissance sont multipliées par 3 lorsque la vitesse est deux fois plus élevée.

Par ailleurs, l'impact de la thermique du roulement est important : les pertes de puissance diminuent de près de 25% lorsque la température moyenne du roulement passe de 30°C à 50°C.

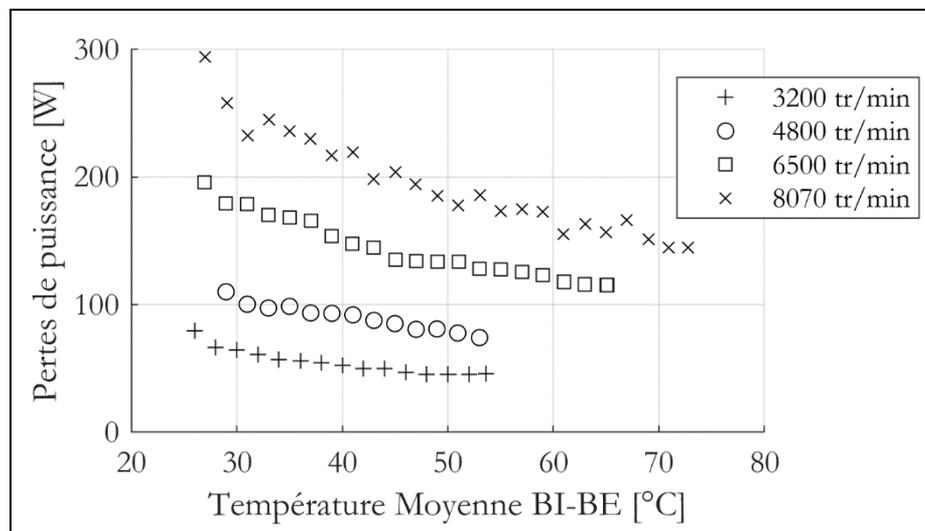


Figure IV.6. Evolution des pertes de puissance en fonction de la température moyenne BI-BE

IV.3.2.2 Evolution avec la température d'injection

La Figure IV.7 montre l'évolution des pertes de puissance pour deux températures d'injection d'huile différentes (25°C et 50°C) à 6500 tr/min (en référence au test n°2 dans la matrice d'essai).

Il apparaît que les pertes de puissance ne sont pas modifiées par la température d'injection d'huile. Ces résultats confirment que la viscosité au niveau du contact est associée à la température de masse des éléments du roulement et non à celle de l'injection d'huile. Par conséquent, la modification de la température de l'huile peut affecter le comportement thermique du roulement, mais pas directement les pertes. Cette observation est en accord avec les conclusions obtenues sur GP.

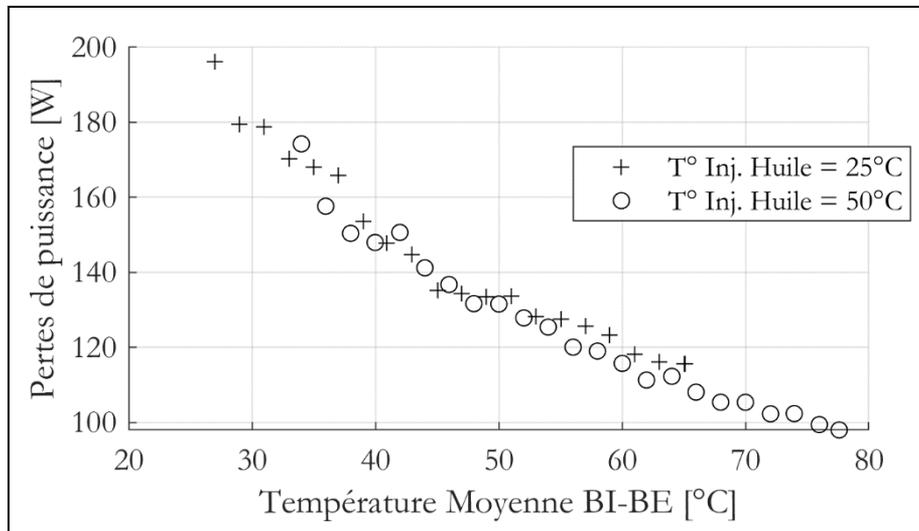


Figure IV.7. Evolution des pertes de puissance pour 2 températures d'injection d'huile différentes en fonction de la température moyenne BI-BE

IV.3.2.3 Evolution avec le débit d'huile

Sur la Figure IV.8, l'évolution des pertes de puissance est tracée pour deux débits d'huile différents (10 L/h et 15 L/h) à 8070 tr/min (en référence au test n°3 dans la matrice d'essai).

Les pertes de puissance sont identiques pour les deux débits d'huile. Ceci est dû au régime de vitesse, qui est modéré dans cette étude de cas. En effet, la contribution de la traînée, qui est la seule à dépendre du débit d'huile, n'est pas prédominante à une vitesse de rotation modérée.

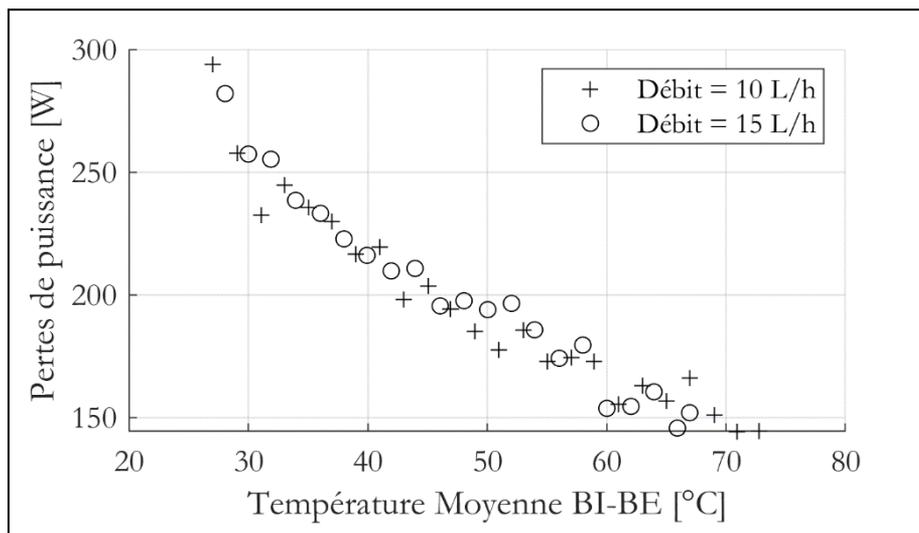


Figure IV.8. Evolution des pertes de puissance pour 2 débits d'huile différents en fonction de la température moyenne BI-BE

IV.3.2.4 Evolution avec la précharge

L'évolution des pertes de puissance pour différentes précharges axiales est illustrée sur la Figure IV.9. Sur (a), la charge radiale est égale à 50 N et trois précharges axiales sont testées à 4800 tr/min (en référence au test n°4). Sur (b), la charge radiale est égale à 650 N et deux précharges axiales sont testées à 6500 tr/min (en référence au test n°5).

Dans tous les cas, l'augmentation de la précharge axiale augmente les pertes de puissance. Ces observations, pour différentes conditions de fonctionnement, sont cohérentes avec les modèles globaux de perte de puissance. Par ailleurs, cette augmentation de pertes semble constante avec la température.

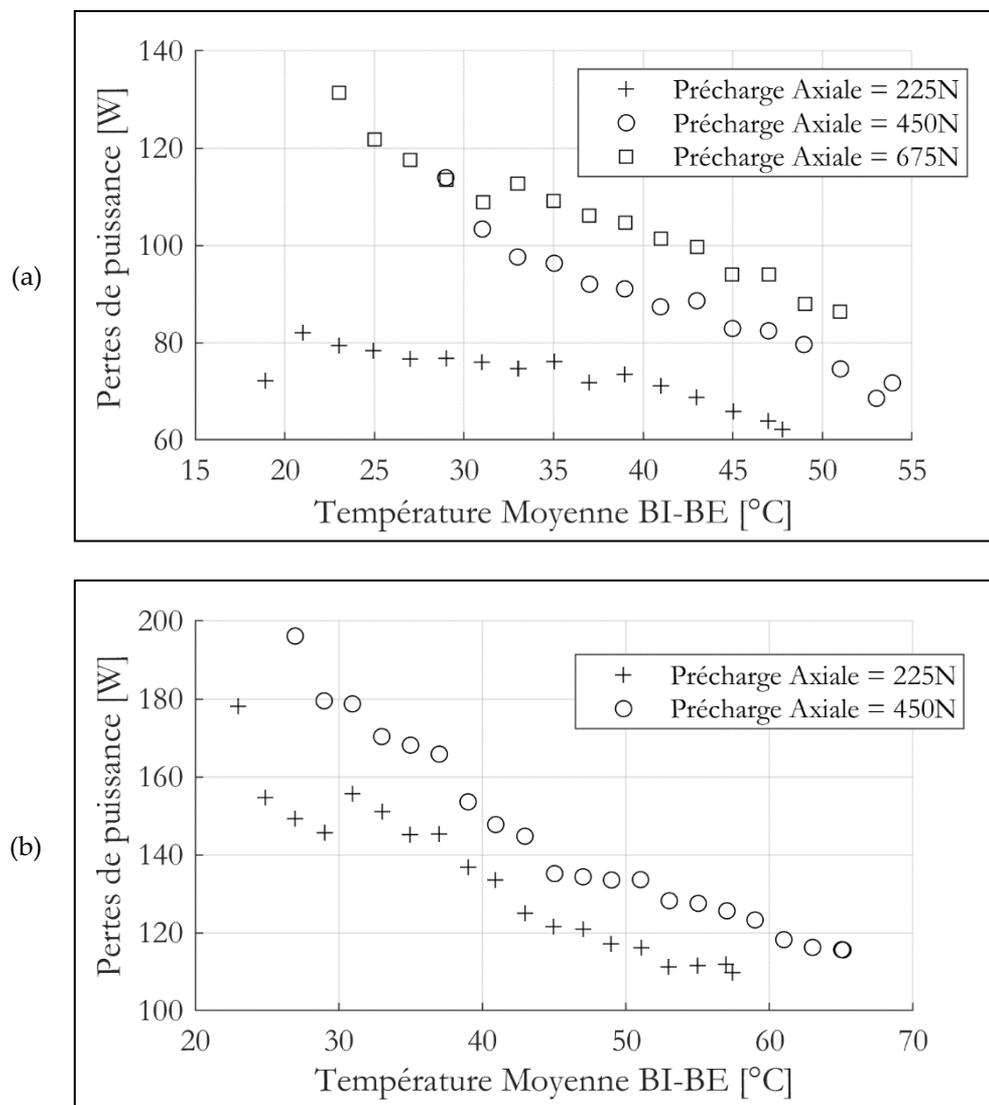


Figure IV.9. Evolution des pertes de puissance pour différentes précharges. (a) 4800 tr/min (b) 6500 tr/min

IV.3.2.5 Evolution avec la charge radiale

L'évolution des pertes de puissance pour différentes charges radiales est illustrée sur la Figure IV.10. Sur (a), la précharge axiale est égale à 450 N et trois charges radiales sont testées à 4800 tr/min (en référence au test n°6). Sur (b), la précharge axiale est égale à 450 N et deux charges radiales sont testées à 6500 tr/min (en référence au test n°7).

Ces figures soulignent que les pertes de puissance ne sont pratiquement pas influencées par la charge radiale. Ce résultat est assez surprenant et est en contradiction avec les conclusions obtenues sur roulement GP. Une étude plus approfondie est donc nécessaire dans le prochain chapitre grâce à l'utilisation du modèle développé.

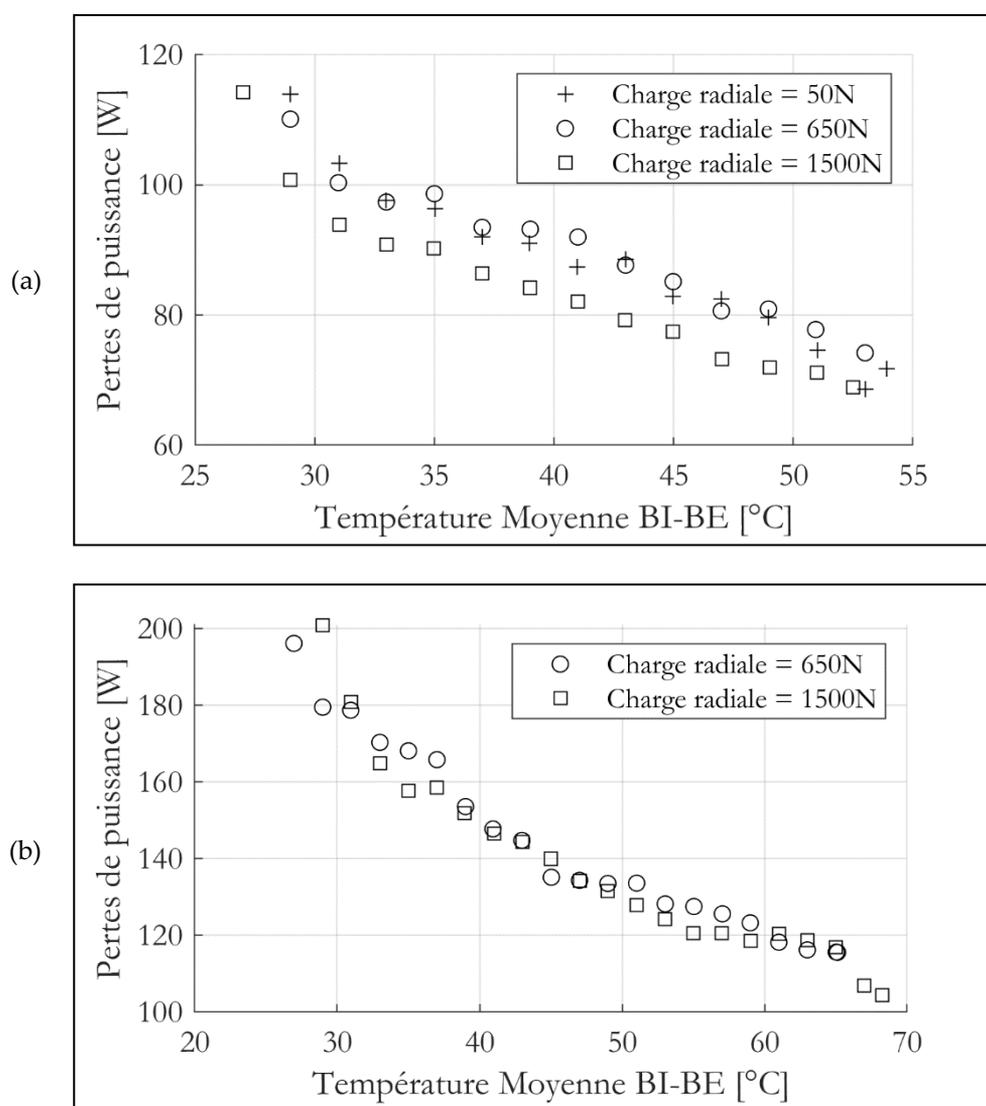


Figure IV.10. Evolution des pertes de puissance pour différentes charges radiales. (a) 4800 tr/min (b) 6500 tr/min

IV.3.3 Conclusion sur l'influence des paramètres testés

L'étude expérimentale a permis de mettre en avant l'influence des différents paramètres sur les pertes de puissance. Afin de dresser un bilan, les variations de pertes de puissance sont étudiées pour une variation de paramètre. La température moyenne de la BI et de la BE est de 50°C. Les résultats de ce bilan se trouvent sur la Figure IV.11. Ainsi, il est visible que :

- La charge radiale, la température d'injection et le débit d'huile ont très peu d'influence sur les pertes de puissance (variation des pertes inférieure à 10%).
- La précharge axiale et la température des bagues, donc la viscosité, sont des paramètres influents (augmentation de 15 à 40% des pertes de puissance)
- La vitesse est un paramètre très influent (augmentation des pertes supérieure à 50%).

Néanmoins il est important de noter que ces conclusions sont valides pour les variations de paramètres qui ont été étudiées durant cette campagne expérimentale.

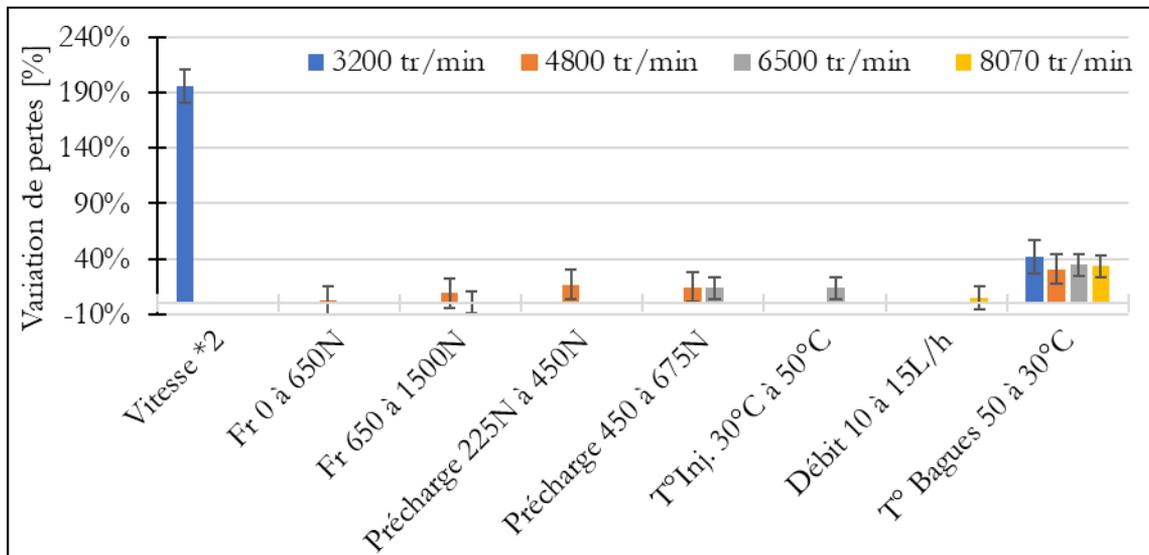


Figure IV.11. Influence de la variation des paramètres testés sur les pertes de puissance

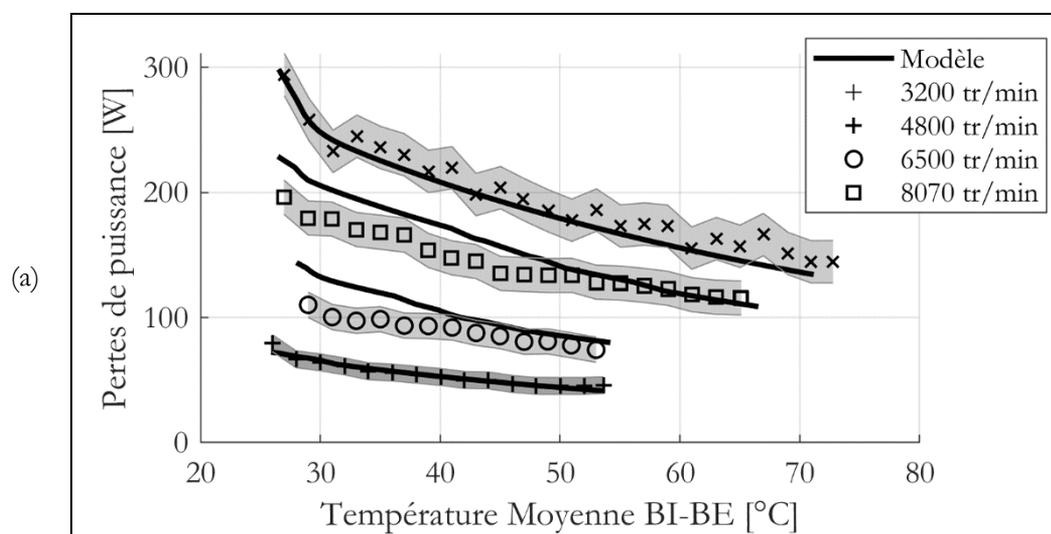
L'influence des paramètres sur les pertes de puissance est très proche pour le roulement GP et le roulement CO. La principale différence concerne l'impact de la charge radiale, qui était influente dans le cas du roulement GP, contrairement au roulement CO. La suite de l'étude s'intéresse à la comparaison entre le modèle développé et les mesures expérimentales.

IV.4 Comparaison avec le modèle de pertes de puissance développé

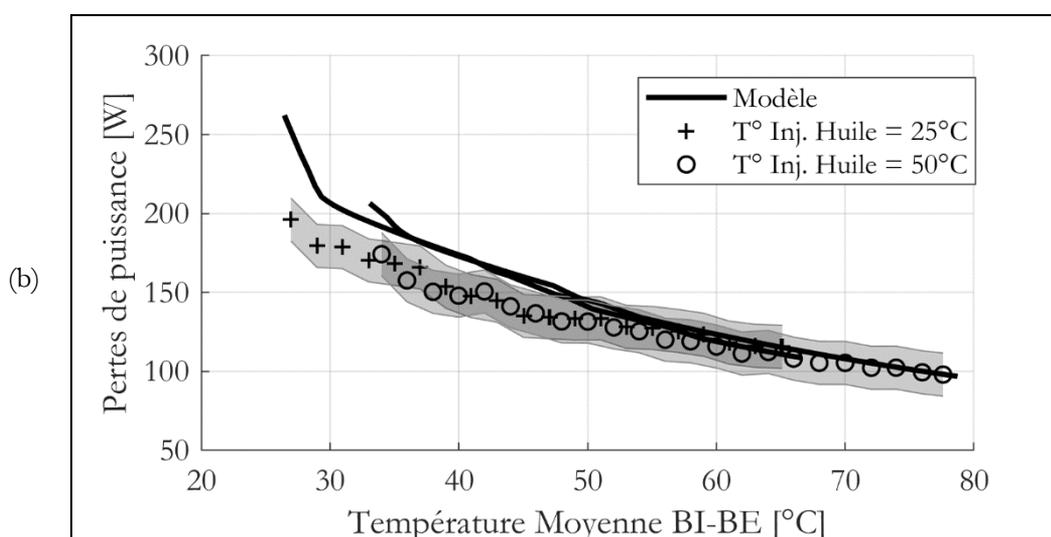
Après avoir conclu sur l'influence des paramètres dans la partie précédente, l'objectif est de comparer le modèle développé au début de ce chapitre avec les résultats expérimentaux. Dans le calcul des pertes, la viscosité au niveau des contacts est calculée en prenant en compte la température de contact. Cette température est obtenue grâce au réseau thermique qui sera présenté dans la prochaine section (IV.5). Elle est supposée égale à la moyenne entre la température de la bille et de la bague.

IV.4.1 Comparaison pour les différents paramètres

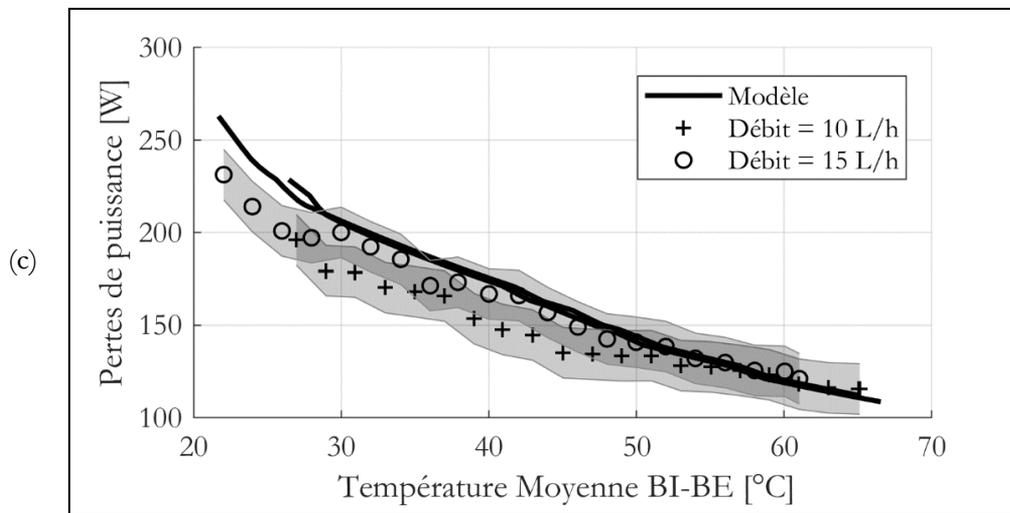
La Figure IV.12 montre la comparaison entre le modèle et les mesures pour différents paramètres qui ont été étudiés au cours de la campagne expérimentale. Les courbes noires représentent les pertes de puissance calculées avec le modèle développé. Les zones grisées représentent l'incertitude de mesure.



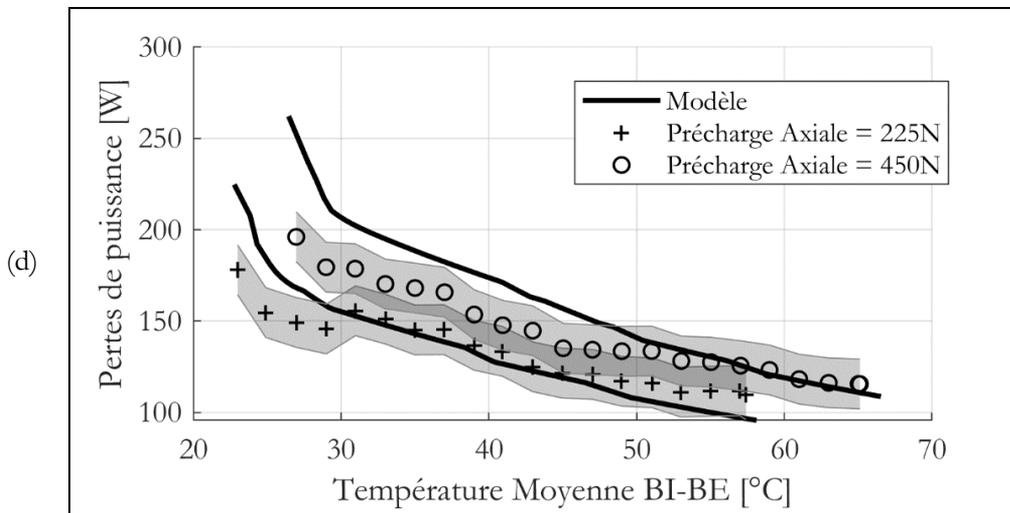
(a) Influence de la vitesse.



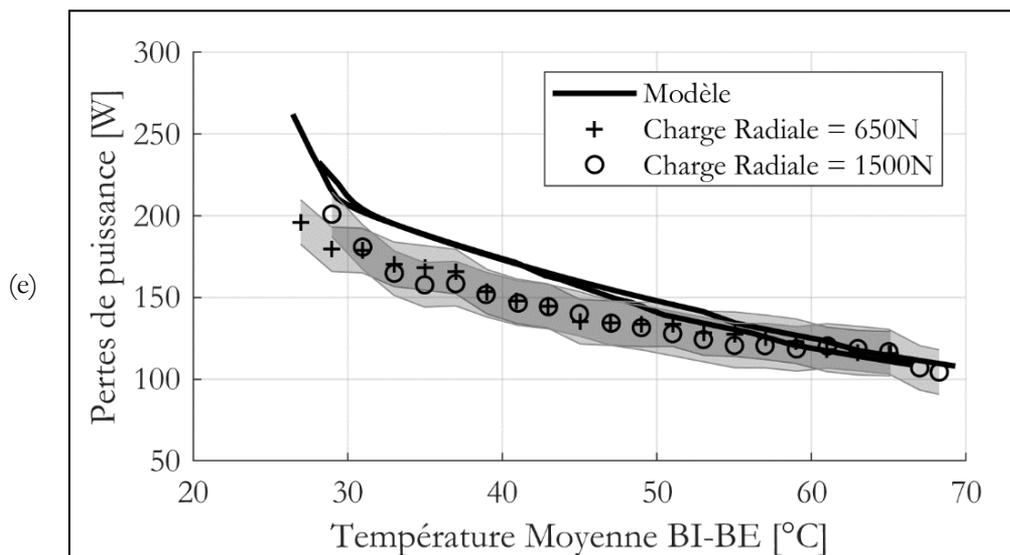
(b) Influence de la température d'injection de l'huile.



(c) Influence du débit d'huile.



(d) Influence de la précharge axiale.



(e) Influence de la charge radiale

Figure IV.12. Comparaison entre le modèle et les expériences pour les différents paramètres étudiés.

Plusieurs points peuvent être mis en évidence à partir de ces comparaisons :

- Sur la Figure IV.12-(a), le modèle montre une très bonne concordance avec les expériences. La vitesse semble être correctement prise en compte dans le modèle. La vitesse apparaît à la puissance 1,66 dans le calcul du roulement hydrodynamique, c'est donc une contribution majeure. La Figure IV.13 montre la distribution des pertes de puissance à 50°C pour différentes vitesses de rotation. Le roulement hydrodynamique est le principal facteur contribuant (environ 95 % des pertes). Le glissement est très faible (1%) ainsi que la traînée, surtout à faible vitesse (cf. Figure IV.13).

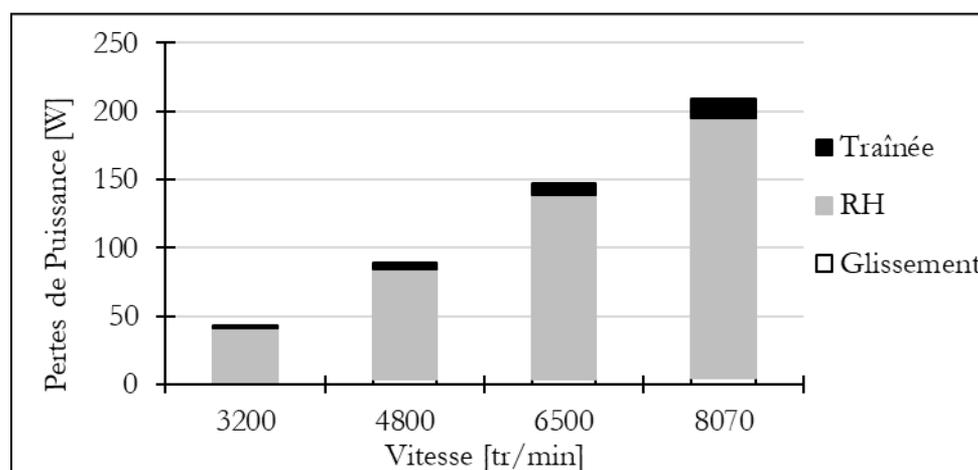


Figure IV.13. Répartition des contributions de pertes de puissance à 50°C pour plusieurs vitesses

- Sur la Figure IV.12-(b), l'influence de la température d'injection de l'huile est similaire pour les expériences et pour le modèle développé. Cela souligne que la température qui influence les pertes de puissance est celle de l'huile située à l'interface du contact entre les billes et les bagues. Cette température d'huile est directement liée à la température des billes et des bagues, et non à celle de l'injection d'huile.
- Sur la Figure IV.12-(c), les pertes de puissance calculées sont légèrement modifiées par le débit d'huile. Le débit d'huile ne modifie la contribution de la traînée que par l'intermédiaire de la fraction volumique d'huile. Cette fraction modifie les propriétés du mélange, en particulier sa densité. La multiplication du débit d'huile par 1,5 entraîne une augmentation des pertes par traînée égale à 16%. Cependant, comme le montre la Figure IV.13, la contribution de la traînée ne représente que 5 % des pertes de puissance totales. Par conséquent, l'influence du débit d'huile est limitée. Il convient de noter que le débit d'huile est toujours nécessaire pour éviter les effets de sous-lubrification, qui pourraient avoir un impact sur les contributions de roulement hydrodynamique et de glissement.
- Sur la Figure IV.12-(d), un bon accord est trouvé entre le modèle et les expériences, en particulier à des températures élevées, lorsque le comportement thermique est stabilisé.

On peut noter une augmentation constante des pertes lorsque la précharge axiale passe de 225 N à 450 N, quelle que soit la température.

- Sur la Figure IV.12-(e), il est montré que le modèle arrive à reproduire la non-influence de la charge radiale sur les pertes de puissance. Ce point mérite une explication plus approfondie et sera développé dans le prochain chapitre.

IV.4.2 Conclusion sur les prédictions du modèle développé

Le modèle développé donne des résultats très satisfaisants. Comme montré sur la Figure IV.14, l'influence des paramètres dans le modèle est très proche de l'influence des paramètres trouvée expérimentalement (cf. Figure IV.11).

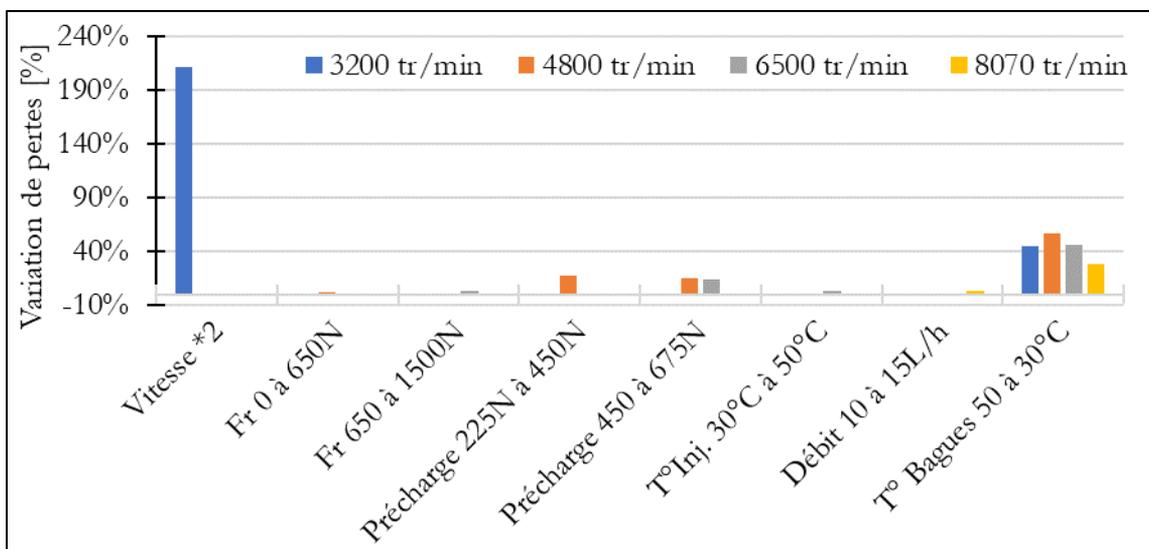


Figure IV.14. Influence de la variation des paramètres dans le modèle développé sur les pertes de puissance

Le modèle de pertes de puissance développé est donc validé pour le roulement CO testé. La prochaine section va s'intéresser à la comparaison entre le modèle thermique développé et les mesures expérimentales des températures de la BE et la BI.

IV.5 Comparaison modèle thermique – températures mesurées

Le modèle thermique utilisé est similaire à celui présenté dans le Chapitre III. Deux différences sont apportées au modèle :

- Un deuxième roulement est intégré au réseau thermique. Il est modélisé en « 5 nœuds » et les pertes injectées sont celles décrites dans ce chapitre.
- Une seconde arrivée d'huile est ajoutée au réseau thermique. Il est supposé que les deux arrivées d'huile n'échangent pas directement entre elles.

Le réseau thermique est présenté sur la Figure IV.15. Deux points peuvent être notés :

- Pour ne pas surcharger la figure, les résistances de transport et de conduction ne sont pas représentées sur le schéma mais elles sont traitées de façon analogue au cas du roulement GP.
- De même, les pertes par traînée ne sont pas représentées mais elles restent injectées sur un nœud brouillard d'huile.
- Les résistances thermiques sont estimées par les mêmes formules que celles données au chapitre III.

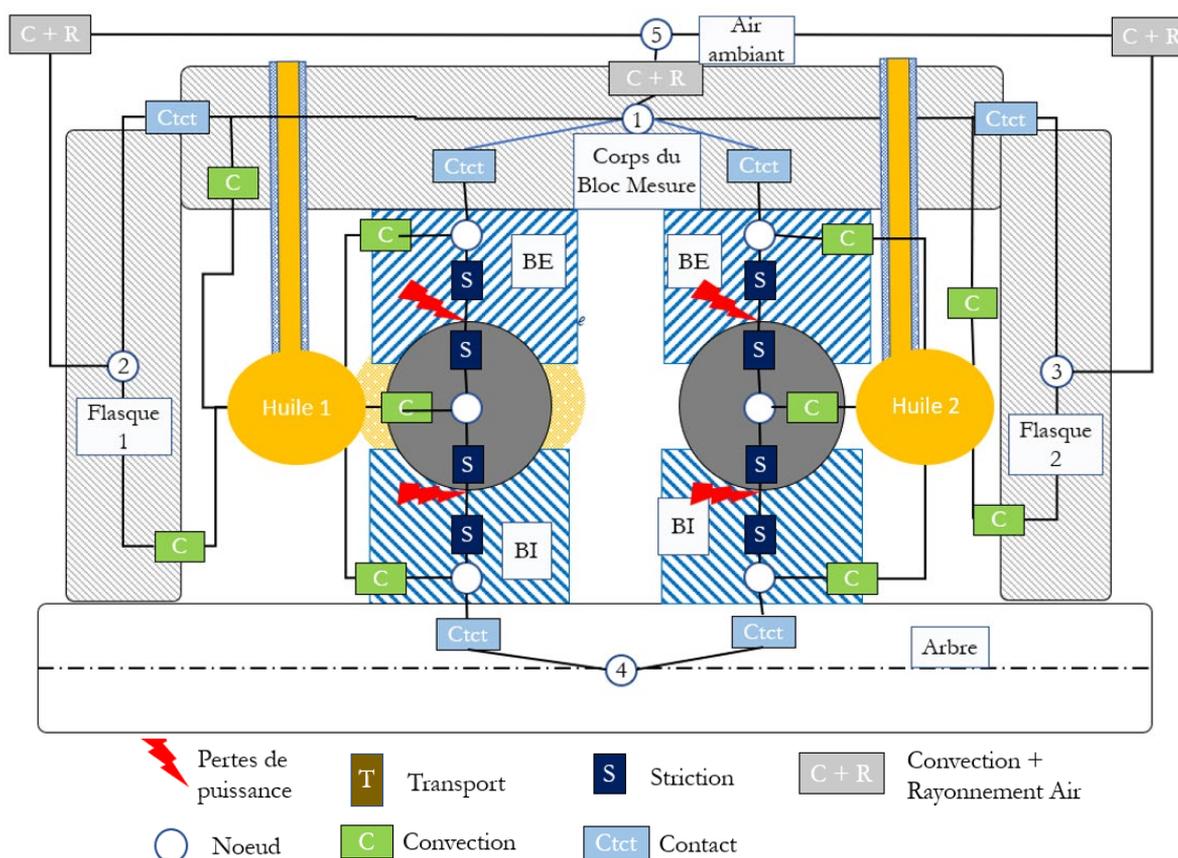
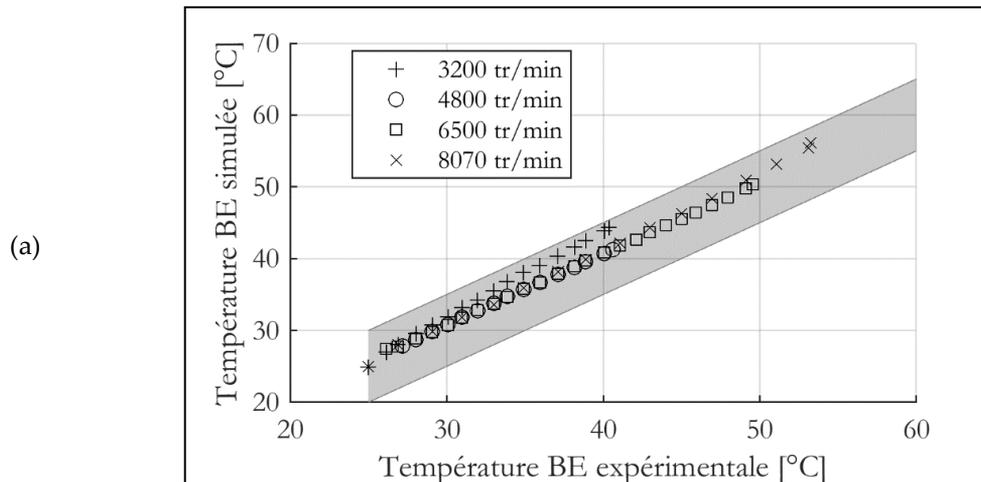
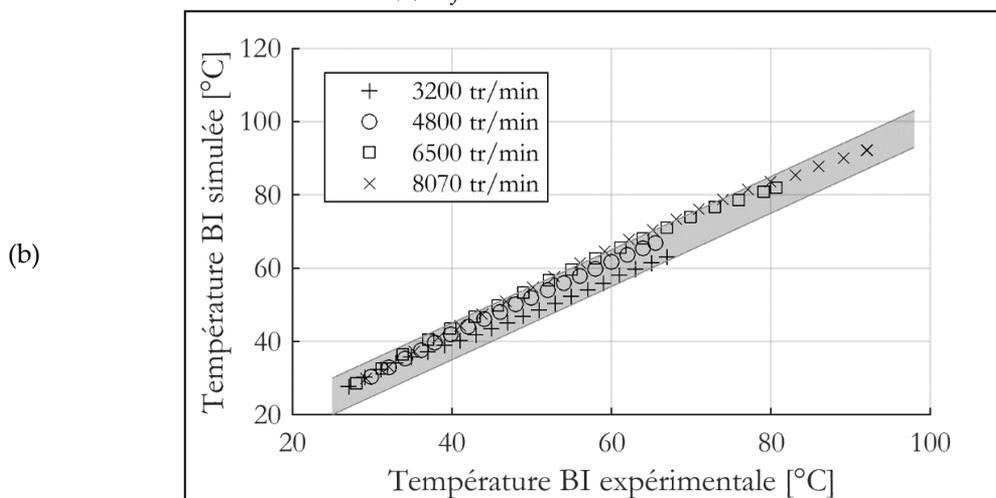


Figure IV.15. Schéma du réseau thermique, avec deux roulements CO

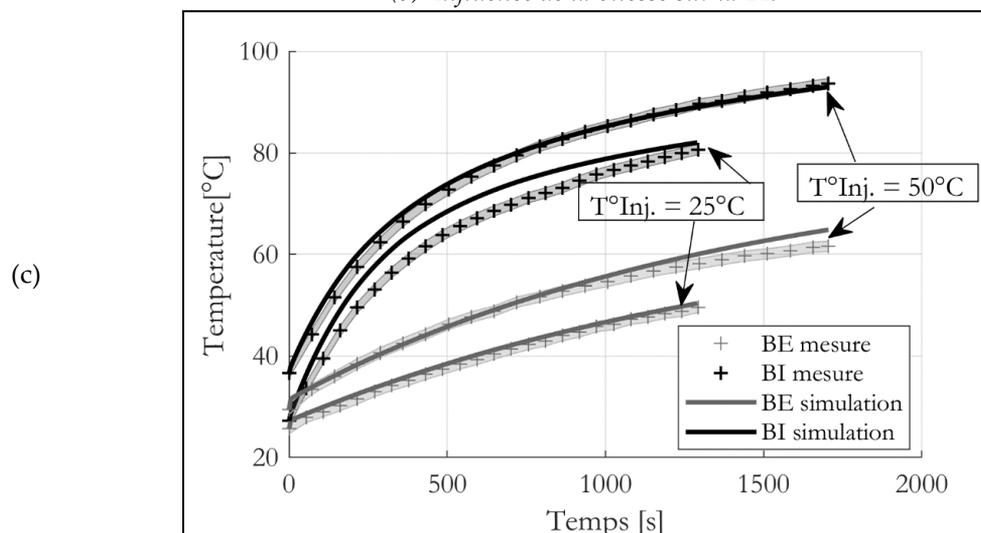
Les pertes de puissance calculées avec le modèle développé sont injectées dans le modèle thermique. L'ensemble du modèle thermomécanique est alors simulé pour les différents essais réalisés. La comparaison entre les températures simulées et les températures mesurées est montrée sur la Figure IV.16. L'influence des différents paramètres sur la thermique est alors étudiée :



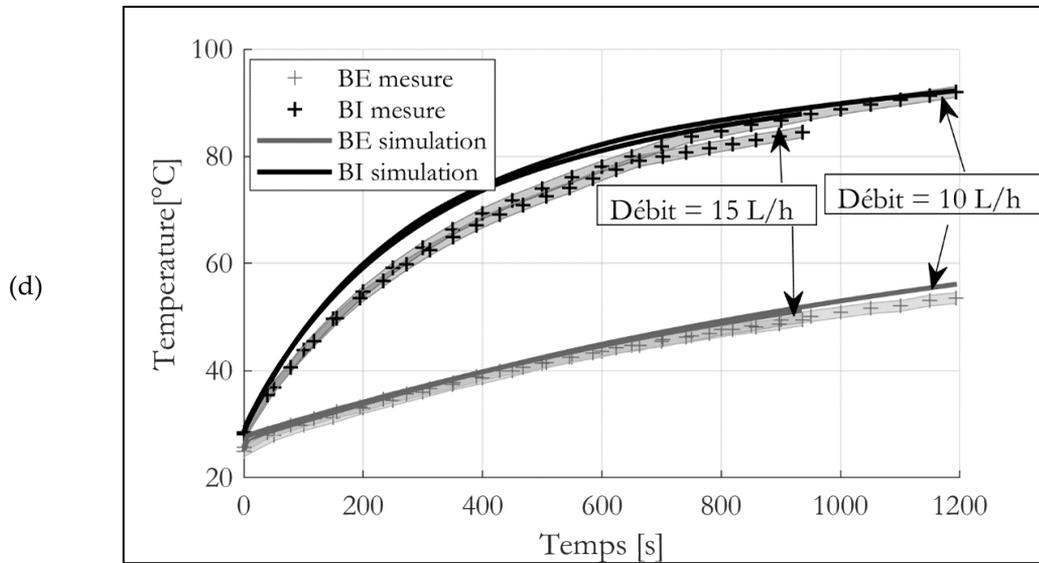
(a) Influence de la vitesse sur la BE



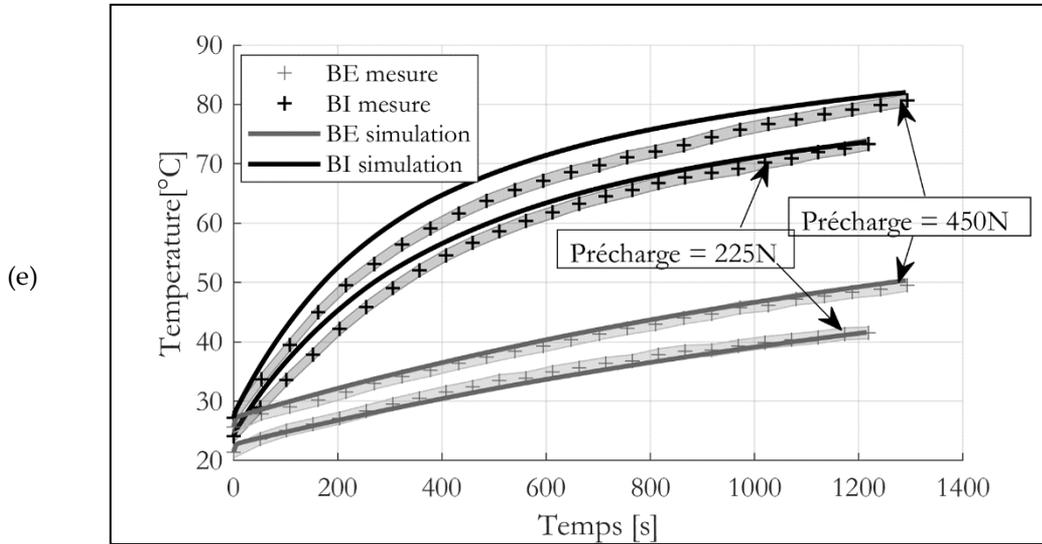
(b) Influence de la vitesse sur la BI.



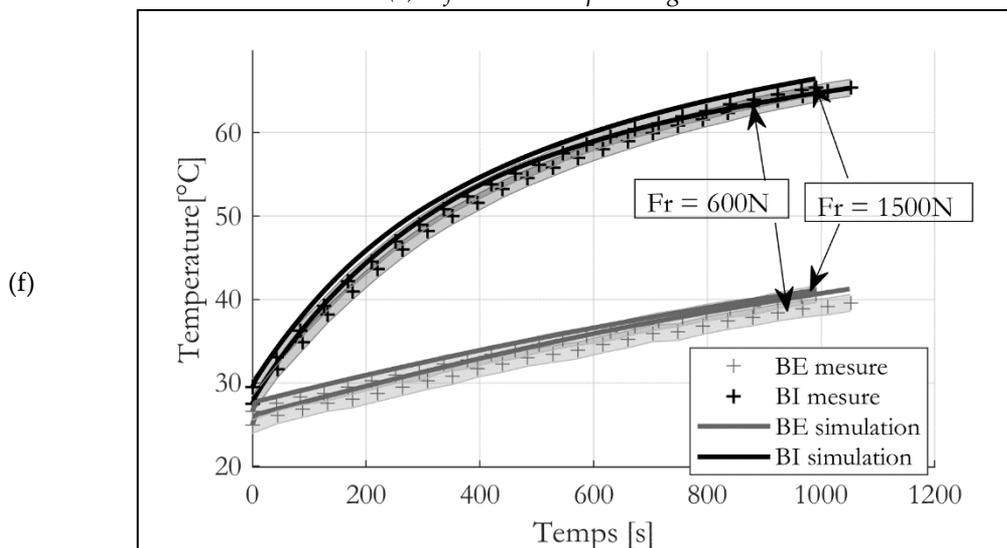
(c) Influence de la température d'injection de l'huile.



(d) Influence du débit d'huile.



(e) Influence de la précharge axiale.



(f) Influence de la charge radiale

Figure IV.16. Comparaison entre les températures simulées et les expériences pour les différents paramètres étudiés.

Plusieurs points peuvent être mis en avant en analysant les résultats de la Figure IV.16 :

- Sur la Figure IV.16 (a) et (b), les températures simulées et les températures mesurées sont très proches. Les valeurs simulées restent dans l'intervalle $\pm 5^\circ \text{C}$. Sur l'ensemble des essais menés, l'erreur sur les températures simulées est en moyenne de $1,1^\circ \text{C}$ sur la BE et $2,4^\circ \text{C}$ sur la BI. Ces résultats sont très proches de ceux obtenus pour le roulement GP. Ce qui signifie que le modèle thermique développé est bien applicable à la fois pour les roulements GP et les roulements CO.
- L'influence de la température d'injection sur les températures du roulement est montrée sur la Figure IV.16(c), à 6500 tr/min. Il en ressort qu'augmenter la température d'injection augmente les températures du roulement. Le modèle thermique est en accord. L'écart de température entre la BE et la BI n'est cependant pas impacté par la température de l'huile injectée.
- L'influence du débit d'huile est montrée sur la Figure IV.16(d), à 8070 tr/min. Le débit a très peu d'influence sur la thermique du roulement. Le modèle reproduit correctement cette tendance car les résistances de convection sont peu sensibles à une variation de débit d'huile.
- Sur la Figure IV.16(e), les températures simulées sont en accord pour les deux précharges axiales appliquées, à 6500 tr/min. Une précharge plus élevée entraîne des pertes de puissance plus élevées. En revanche, les résistances de striction sont également impactées par l'augmentation de la précharge. C'est pourquoi au démarrage avec une précharge plus élevée la BI chauffe plus rapidement (plus de pertes injectées) puis l'évolution de la BI est similaire pour les deux précharges (la chaleur passe par les strictions). C'est alors la BE avec une précharge plus élevée qui chauffe plus rapidement car elle reçoit le surplus de chaleur. Ainsi, l'écart de température BE/BI est peu impacté par la précharge axiale car le surplus de chaleur est compensé par l'augmentation des résistances de striction.
- L'impact de la charge radiale sur la thermique est montré sur la Figure IV.16(f), à 4800 tr/min. Il en ressort que la charge radiale n'influe pas sur la thermique. Cette conclusion est principalement due au fait que les pertes de puissance ne sont pas impactées par la charge radiale.

L'influence des différents paramètres est correctement prise en compte dans le modèle thermomécanique. Il apparaît que plusieurs conclusions sont similaires pour le roulement GP et le roulement CO. L'influence la plus surprenante concerne la non-influence de la charge radiale sur les pertes de puissance, et donc sur la thermique du roulement.

Par ailleurs, le modèle thermique permet la simulation de la température de la bille. Les températures de contact peuvent alors être calculées. Elles sont notamment importantes pour comprendre l'impact de la charge radiale sur les pertes (cf. Chapitre V).

IV.6 Conclusion

Dans ce chapitre, les pertes de puissance d'un roulement à contact oblique ont été investiguées. Le modèle de pertes de puissance développé pour les roulements à gorge profonde chargés radialement a été complexifié afin de prendre en compte un chargement axial et des changements de régime de lubrification au niveau de chaque contact. Il en résulte que le régime de lubrification peut varier en fonction de la distribution de charge et en fonction de la température de contact. Les trois régimes qui peuvent alors être rencontrés sont : l'IVR, le PVR et l'EHD. Ces changements de régime sont pris en compte dans le calcul des pertes de puissance dues au roulement hydrodynamique.

Une campagne expérimentale est alors menée, un bloc mesure spécifique est conçu et une matrice d'essai établie afin de tester l'influence de plusieurs paramètres : la vitesse de rotation, la température d'injection de l'huile, le débit d'huile injecté, la charge radiale et la précharge axiale. Il résulte de ces essais que la vitesse est le paramètre le plus influent, vient ensuite les températures au sein du roulement, puis la précharge axiale. Les autres paramètres sont très peu influents sur la plage testée.

Le modèle développé est alors comparé aux mesures expérimentales et une très bonne concordance est trouvée. Sur l'ensemble des essais, l'erreur moyenne en fonction de la température est de 12% (5% en prenant en compte l'incertitude de mesure). De plus, le modèle développé parvient à reproduire les différentes évolutions de pertes lorsque les paramètres étudiés sont variés. Il est important de noter à nouveau que ce modèle est avant tout théorique, et ne dispose d'aucun recalage expérimental. L'analyse de ce modèle permet de mettre en avant plusieurs points :

- 90% des pertes de puissance sont dues au roulement hydrodynamique pour un roulement CO faiblement chargé.
- Le glissement et la trainée sont des contributions faibles, comme dans le cas du roulement GP.
- Les influences de la vitesse, du débit et de la température d'injection sont similaires pour le roulement CO et le roulement GP.
- Lorsque la charge axiale augmente, la charge au niveau de chaque contact augmente. Les pertes par roulement hydrodynamique augmentent donc également ;

Le modèle de pertes de puissance développé est ensuite intégré dans un réseau thermique du bloc mesure avec les deux roulements CO. Le modèle thermique utilisé ici est très proche de celui présenté dans le Chapitre III. Les températures prédites sont en accord avec les températures mesurées. Sur l'ensemble des essais, l'erreur sur les températures simulées est en moyenne de 1,1°C sur la BE et 2,4°C sur la BI.

L'étude menée jusqu'ici a permis de développer un modèle thermomécanique pertinent pour l'étude d'un roulement GP et CO. Le prochain chapitre a pour objectif d'approfondir l'analyse du modèle développé afin d'aboutir sur un lien entre les différents modèles de pertes étudiés et de conclure sur les pertes de puissance générées par un roulement GP et CO.

Chapitre V - Analyse approfondie des pertes de puissance générées par un roulement GP et CO

V.1 INTRODUCTION

V.2 ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA CHARGE RADIALE SUR LES PERTES GENEREES PAR LE ROULEMENT 7210

V.3 COMPARAISON AVEC LES MODELES GLOBAUX

V.4 ANALYSE DU LIEN ENTRE LES DIFFERENTS MODELES

V.5 COMPARAISON ENTRE UN ROULEMENT GP ET ROULEMENT CO

V.6 CONCLUSION

V.1 Introduction

Le Chapitre IV s'est porté sur l'étude d'un roulement CO. Tout d'abord, le modèle développé pour un roulement GP chargé radialement a été complexifié afin d'être utilisé pour un roulement CO chargé radialement et axialement. La charge sur chaque bille est calculée à l'aide d'un modèle quasi-statique. Les charges étant faibles, le régime de lubrification en film complet ne se trouve pas uniquement en EHD, mais peut également se trouver en IVR ou PVR. Par ailleurs, la température de contact peut également jouer un rôle sur le régime de lubrification. Cet approfondissement de l'analyse au niveau de chaque contact est pris en compte dans le calcul local des pertes de puissance. Le modèle de pertes de puissance a été couplé à un modèle thermique et comparé à des mesures expérimentales et une très bonne concordance est obtenue. Ainsi, l'ensemble de l'étude menée jusqu'ici a permis de développer un modèle thermomécanique pertinent à la fois pour les roulements GP et les roulements CO. Ce modèle permet une prédiction satisfaisante des pertes de puissance ($\sim 5\%$ d'erreur avec prise en compte de l'incertitude de mesure) et des températures (1°C sur la BE et 2°C sur la BI). L'étude des contributions a notamment permis de comprendre que 90-95% des pertes de puissance sont dues à du roulement hydrodynamique.

Ce chapitre a pour objectif d'approfondir l'analyse des pertes de puissance afin d'aboutir sur un lien entre les différents modèles de pertes de puissance étudiés (modèles globaux et modèle local) et de conclure sur les pertes de puissance générées par un roulement GP et CO. Pour ce faire, le chapitre est composé de plusieurs parties :

- Analyse de l'influence de la charge radiale sur les pertes de puissance générées par le roulement CO 7210. L'analyse est menée avec le modèle local développé ;
- Comparaison entre les pertes de puissance prédites par les modèles globaux (Harris et SKF) et les mesures expérimentales pour le roulement 7210 ;
- Développement et analyse du lien entre les modèles globaux et le modèle local développé ;
- Comparaison et analyse des pertes générées par un roulement GP et un roulement CO.

V.2 Etude de l'influence de la charge radiale sur les pertes générées par le roulement 7210

Le Chapitre II a permis d'étudier l'influence de la charge radiale sur les pertes de puissance générées par un roulement GP. Il a été montré que l'augmentation de la charge radiale entraîne une augmentation des pertes de puissance. En revanche, l'investigation expérimentale menée sur le roulement CO, à 4800 tr/min (pour trois charges radiales) et à 6500 tr/min (pour deux charges radiales), a montré que la charge radiale n'influait pas les pertes de puissance. Cette différence de comportement est tout d'abord difficile à expliquer. Cependant, le modèle développé permet d'apporter une explication à cette divergence de comportement.

L'étude de l'influence de la charge radiale sur le roulement CO 7210 est réalisée sur le test n°6 dans le Tableau IV.2. La vitesse de rotation est égale à 4800 tr/min, la précharge axiale à 450 N et trois valeurs de charge radiale sont étudiées : 50 N, 650 N et 1500 N. Tout d'abord, la distribution de la charge est déterminée pour ces différents cas de charge et affichée sur la Figure V.1. Il est notable que, lorsque la charge radiale augmente, l'apparition d'une zone non chargée apparaît, de manière similaire au roulement GP.

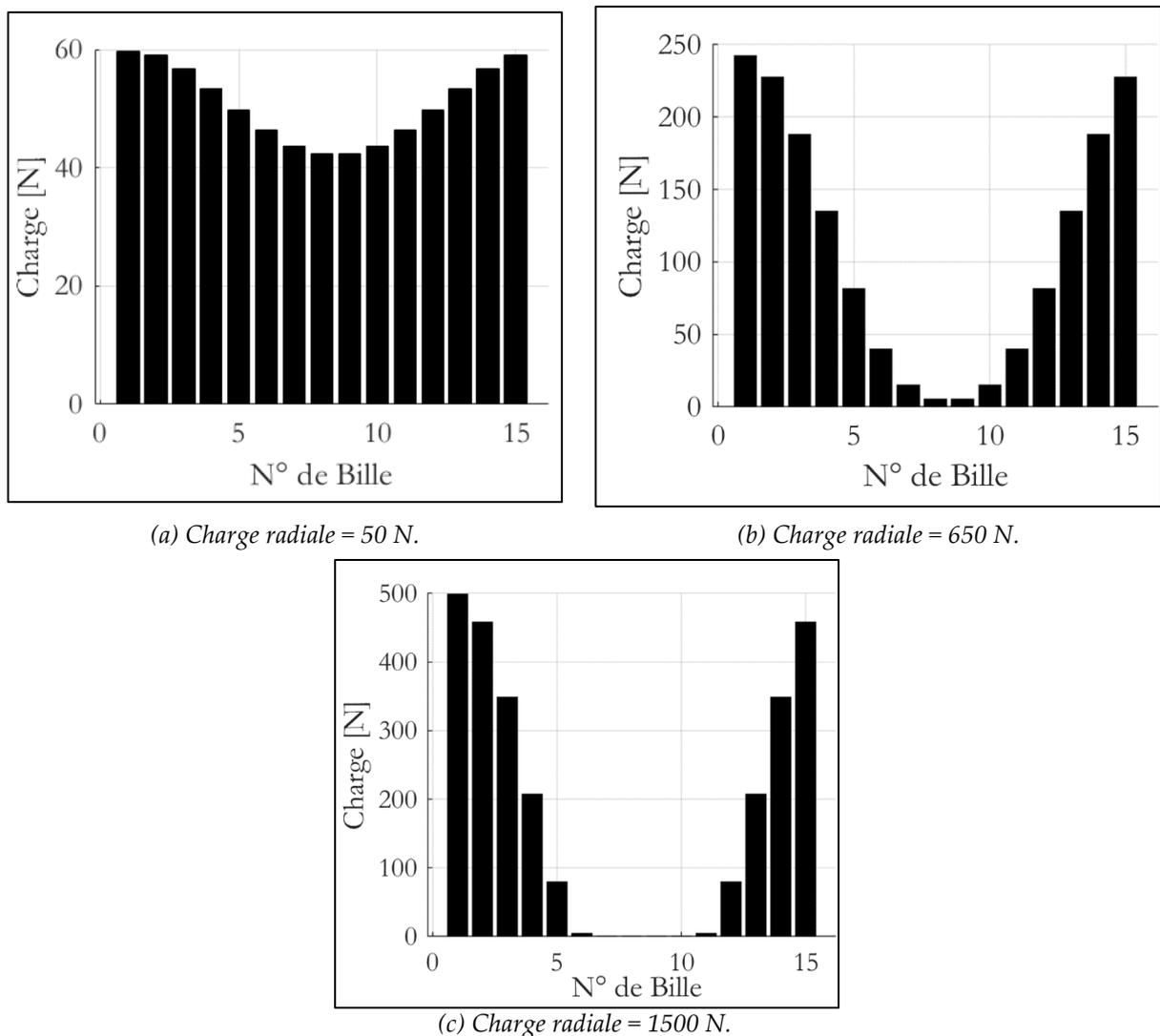


Figure V.1. Répartition de charge pour 3 cas de charge.

A partir de cette distribution et du calcul de la température de contact (grâce au réseau thermique), le régime de lubrification de chaque bille est estimé (voir Figure V.2). On peut observer que le régime PVR est présent lorsque la charge de contact n'est pas très élevée (jusqu'à 60 N). Au-delà de cette valeur, la charge de contact est suffisante pour atteindre le régime EHD. Lorsque les billes deviennent non chargées, on trouve le régime IVR. De plus, la Figure V.2 souligne les possibles changements de régime de lubrification avec la température de contact. Plus le roulement chauffe et plus le régime tend vers l'EHD.

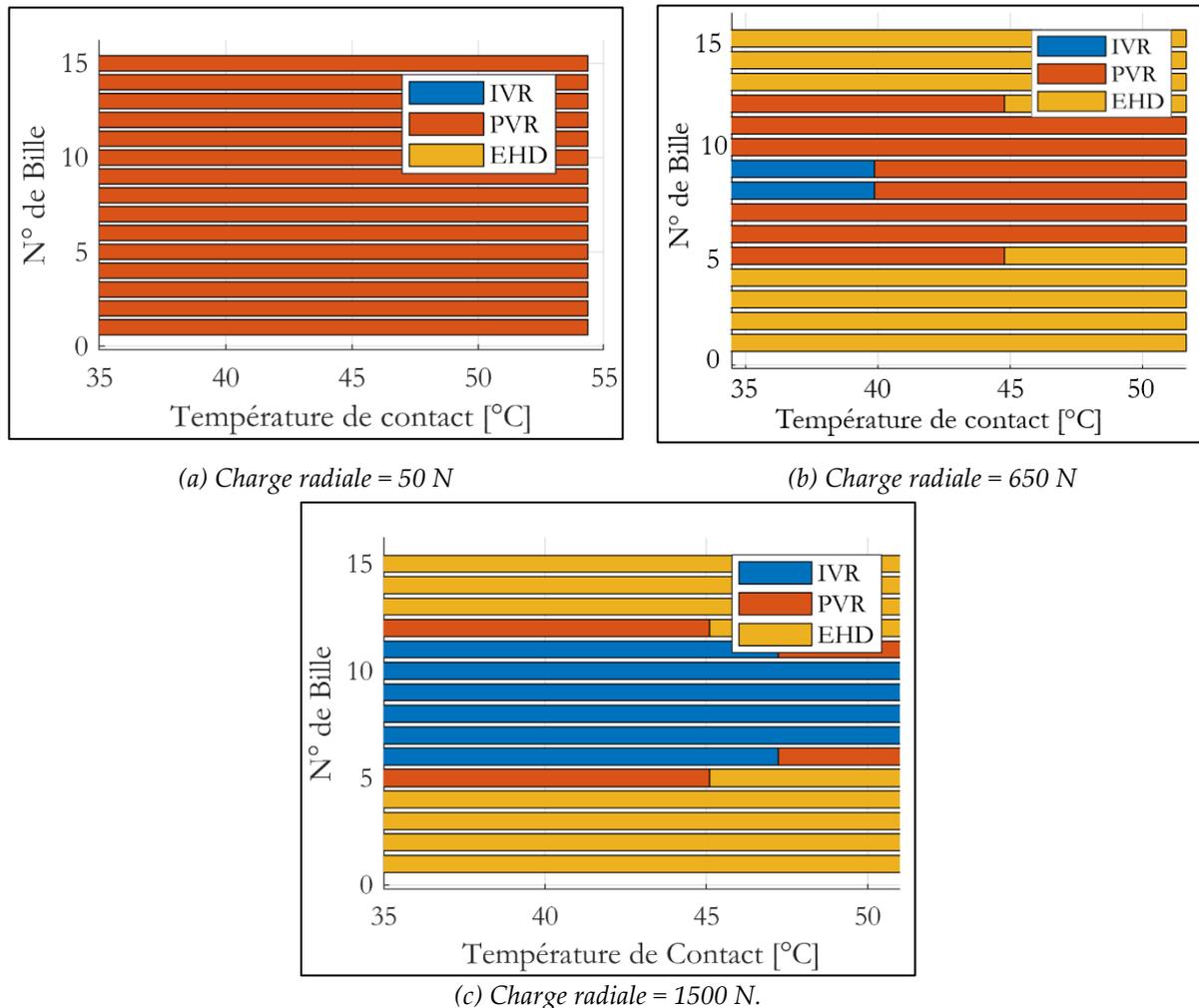


Figure V.2. Régime de lubrification pour 3 cas de charge.

A partir du régime de lubrification, les pertes de puissance sont calculées au niveau de chaque contact et comparées aux mesures. A 4800 tr/min, la Figure V.3 montre que les pertes de puissance calculées avec le modèle sont légèrement plus élevées que celles mesurées. Cependant, les valeurs se situent dans l'incertitude de mesure. En outre, les calculs théoriques confirment que la charge radiale n'exerce pratiquement aucune influence sur les pertes de puissance (dans la plage testée). Afin de comprendre l'influence du régime de lubrification sur les pertes de puissance, la Figure V.4 montre l'évolution de la distribution du roulement hydrodynamique à 50°C avec la charge radiale. Dans cette figure, 'Rolling EHD' correspond aux pertes de puissance calculées en considérant uniquement le régime EHD sur toutes les billes, tandis que 'Rolling PVR & IVR' correspond aux pertes de puissance ajoutées en considérant les régimes PVR et IVR sur les billes faiblement chargées. Ces résultats soulignent que le roulement hydrodynamique en régime EHD

diminue lorsque la charge radiale diminue. Mais cette diminution est compensée par le roulement hydrodynamique calculée dans les régimes PVR et IVR, ce qui conduit à une valeur presque constante des pertes de puissance (similaire aux résultats expérimentaux).

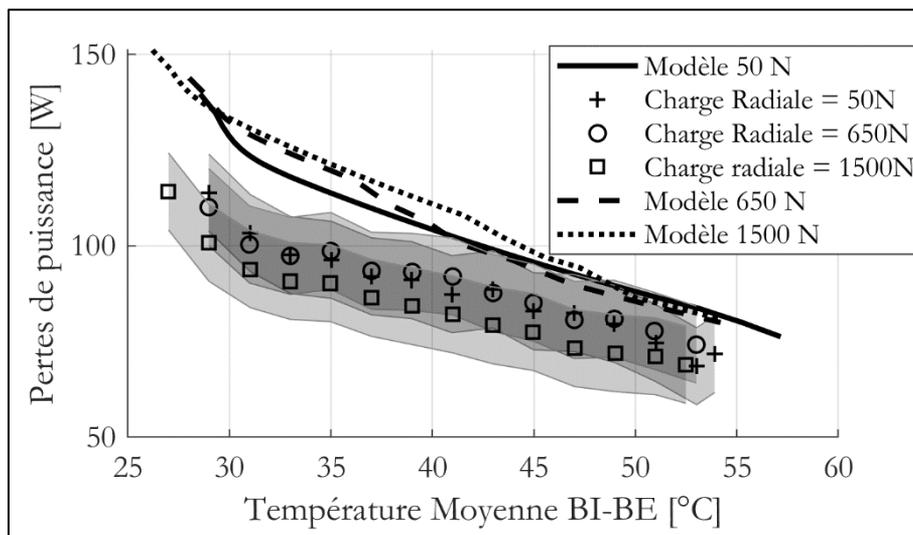


Figure V.3. Comparaison entre le modèle et les expériences pour trois charges radiales différentes, vitesse = 4800 tr/min

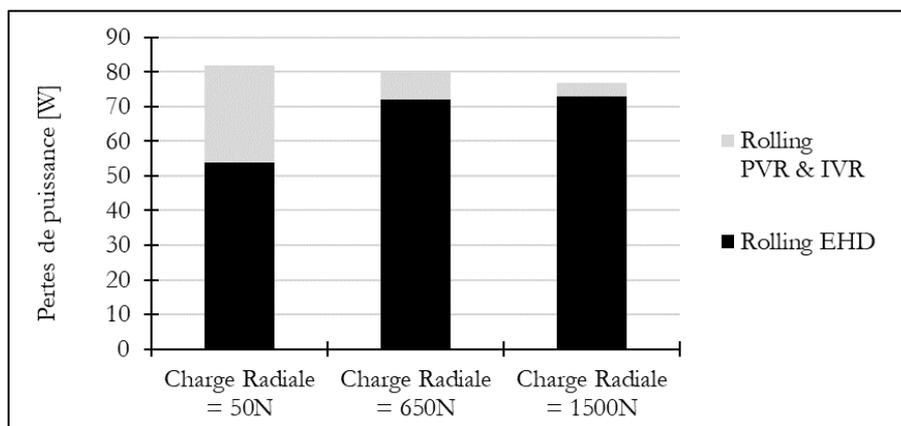


Figure V.4. Répartition du roulement hydrodynamique, à 50°C, pour trois charges radiales différentes, vitesse = 4800 tr/min

En utilisant la même méthodologie, les pertes de puissance ont été calculées pour le test n°7 à 6500 tr/min et pour deux charges radiales : 650 N et 1500 N. Les résultats sont présentés sur la Figure V.5. Une fois de plus, le modèle est conforme aux expériences et confirme la faible influence de la charge radiale sur les pertes de puissance.

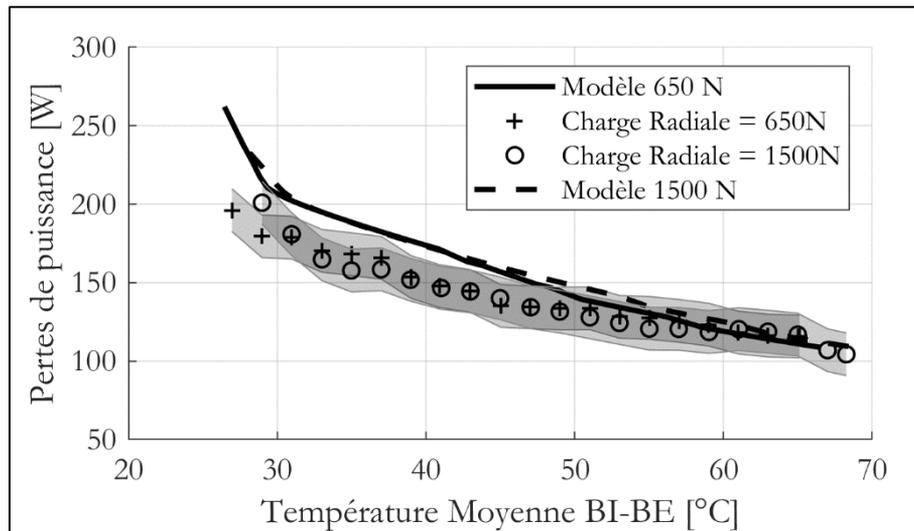


Figure V.5. Comparaison entre le modèle et les expériences pour deux charges radiales différentes, vitesse = 6500 tr/min

Grâce à l'analyse menée, il est montré que les changements de répartition de charge et les changements de régime de lubrification sont responsables de la non-influence de la charge radiale sur les pertes de puissance. Il est désormais proposé d'étudier les pertes de puissance prédites par les modèles globaux, pour le roulement CO 7210.

V.3 Comparaison avec les modèles globaux

Dans le Chapitre II, il a été montré que les modèles de Harris et SKF pouvaient donner de très bons résultats de prédiction de pertes de puissance pour les roulements GP, à condition de modifier certains paramètres. Cette partie s'intéresse à la comparaison des pertes de puissance entre le modèle de Harris, dans un premier temps, et le modèle de SKF dans un second temps. Ici, la viscosité au niveau des contacts est calculée à partir de la température moyenne BE/BI, mesurée expérimentalement.

V.3.1 Modèle de Harris

Pour rappel, le modèle de Harris est composé de deux contributions : une dépendante de la charge et une indépendante de la charge. Une contribution de traînée est ajoutée afin de prendre en compte les variations de débit d'huile injecté. Deux paramètres sont recalés expérimentalement afin de correctement prédire les pertes de puissance : le paramètre f_0 et le paramètre f_1 : f_0 permet de recalibrer la partie non dépendante de la charge ; f_1 permet quant à lui de recalibrer la partie dépendante de la charge. Pour le roulement GP, il a été trouvé que le f_1 proposé par Harris est satisfaisant. De plus, l'étude menée s'intéresse à des roulements faiblement chargés, ce n'est donc pas ce paramètre qui est prépondérant. Le paramètre f_0 optimal pour le roulement GP est 1,35. Dans un premier temps, ce paramètre f_0 est investigué pour le roulement CO.

V.3.1.1 Etude du f_0

Le paramètre f_0 est trouvé en minimisant l'erreur entre les pertes calculées par le modèle de Harris et les pertes mesurées sur le roulement CO. Le résultat est montré sur la Figure V.6. Pour

3 vitesses considérées, avec une force radiale de 650 N et une précharge axiale de 450 N, il ressort que le f_0 optimal sur l'ensemble des températures est de 1,65. Il est visible que le f_0 trouvé est similaire, peu importe la vitesse.

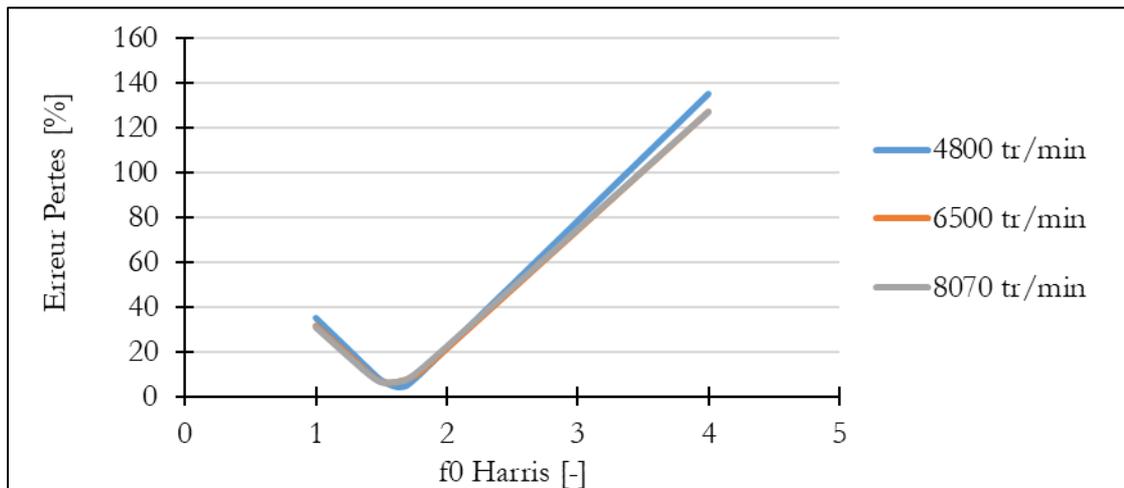


Figure V.6. Etude du f_0 pour le roulement 7210

Deux points sont intéressants à souligner :

- Le f_0 proposé par Harris pour de l'injection d'huile est de 6,6. Ainsi il est évident que cette valeur est trop élevée par rapport aux résultats obtenus expérimentalement. Le f_0 optimal est plus proche de celui proposé par Harris pour une lubrification mixte air-huile (entre 1,7 et 2). Cette conclusion est similaire à celle obtenue pour le roulement GP.
- Le f_0 obtenu pour le roulement CO et pour le roulement GP sont différents. Pourtant, ils ont le même diamètre moyen, le même diamètre de billes, les mêmes conformités. En revanche, leur nombre de billes est différent et l'angle de contact est différent. Les pertes obtenues en CO sont donc plus élevées que celles obtenues en GP.

V.3.1.2 Comparaison entre le modèle Harris et les mesures expérimentales

Le modèle de Harris est simulé avec un $f_0 = 1,65$ et comparé avec les mesures expérimentales. Il est alors vérifié que le modèle de Harris considère correctement les différents paramètres.

Evolution avec la vitesse

Le modèle de Harris est comparé aux mesures expérimentales pour 4 vitesses différentes (en référence à l'essai n°1) sur la Figure V.7. Le modèle est totalement cohérent avec les mesures expérimentales. Le modèle de Harris donne également des résultats très satisfaisants concernant la variation de température d'injection et la variation de débit d'huile injecté.

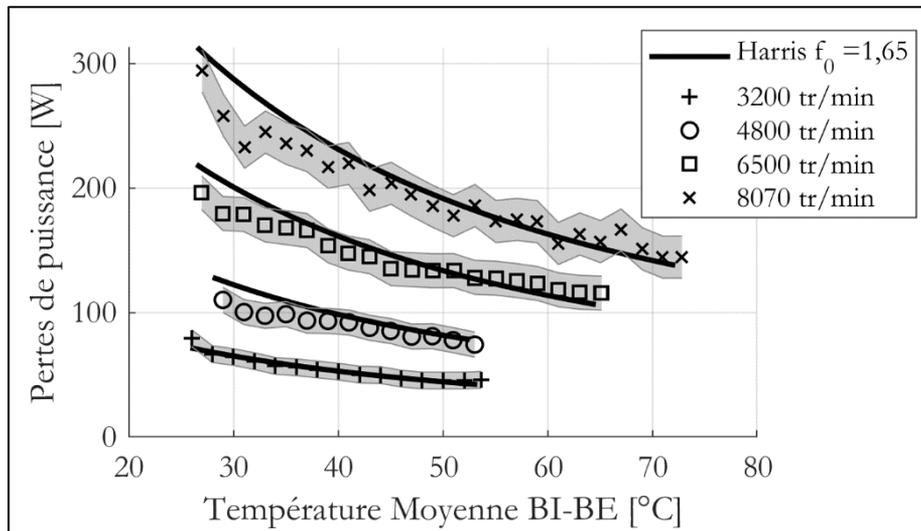


Figure V.7. Comparaison entre le modèle de Harris et les mesures expérimentales pour 4 vitesses différentes

La répartition des pertes de puissance du modèle de Harris, à 50°C et pour les 4 vitesses étudiées, est affichée sur la Figure V.8. La contribution indépendante de la charge M_0 est la principale contribution et représente environ 80% des pertes. La contribution dépendante de la charge M_1 représente 18% à 3200tr/min et 9 % à 8070 tr/min. Le reste des pertes est dû à la traînée.

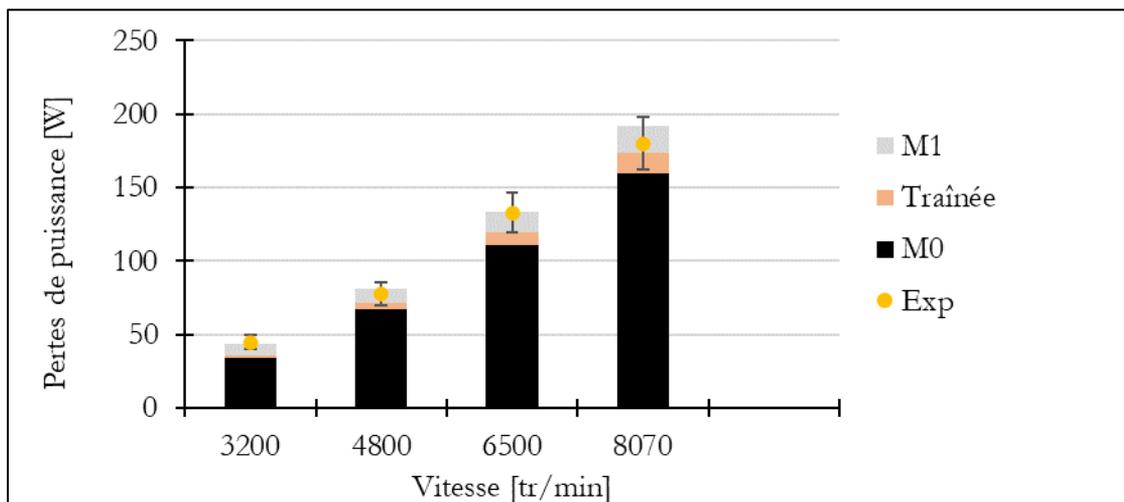


Figure V.8. Répartition des pertes de puissance du modèle de Harris, à 50°C, pour 4 vitesses différentes

Evolution avec la précharge axiale et la charge radiale

Avec le modèle de Harris, l'évolution de la charge est caractérisée par la contribution M_1 . Le facteur f_1 est donné par Harris ($f_1 = 0,001 \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0.33}$). Dans un premier temps, ce facteur n'est pas modifié. Sur la Figure V.9, les pertes prédites par le modèle de Harris sont tracées pour deux différentes précharges axiales (en référence au test n°5), à 6500 tr /min.

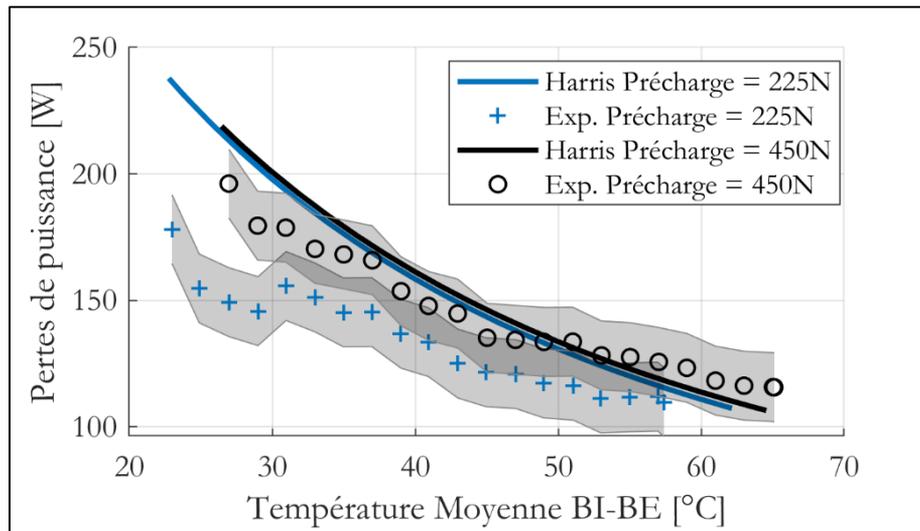


Figure V.9. Comparaison entre le modèle de Harris et les mesures expérimentales pour 2 précharges axiales différentes

En termes d'ordre de grandeur, les résultats sont satisfaisants car la majeure contribution du modèle concerne la partie indépendante de la charge. En revanche, les résultats sont décevants en termes de tendance. En effet, expérimentalement, il y a une augmentation des pertes lorsque la précharge est augmentée ($\sim 20\text{ W}$). Le modèle de Harris ne prédit lui pas d'augmentation significative ($\geq \sim 2\text{ W}$). Une solution pourrait être d'augmenter le paramètre f_1 . Néanmoins, cette solution n'est pas viable au regard de la Figure V.10. Les pertes prédites par le modèle de Harris sont tracées pour trois différentes charges radiales (en référence au test n°6). Expérimentalement, les pertes ne sont pas modifiées par la charge radiale. Le modèle de Harris prédit une augmentation significative des pertes, notamment entre 650 N et 1500 N : 15 W . Cette augmentation de pertes est due à la contribution M_1 , comme montré sur la Figure V.11. Suite à cette analyse, la solution serait donc de baisser l'influence de la charge en diminuant le coefficient f_1 . Ainsi, pour conclure, le modèle de Harris ne permet pas de modéliser/de comprendre des comportements complexes à faible charge. En revanche, par la construction du modèle, l'estimation des pertes de puissance avec le modèle de Harris et le paramètre f_0 (optimisé à l'aide de mesures expérimentales) est très intéressante.

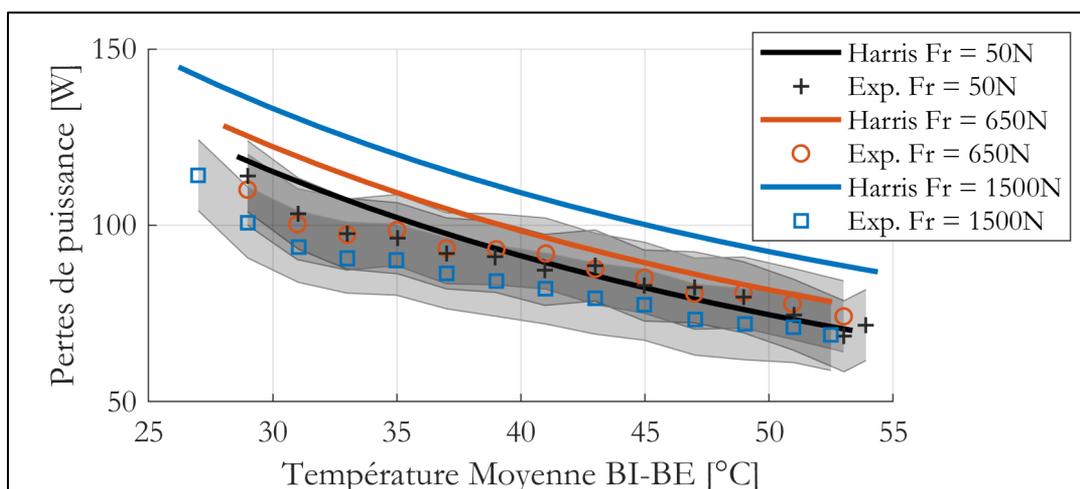


Figure V.10. Comparaison entre le modèle de Harris et les mesures expérimentales pour 3 charges radiales différentes

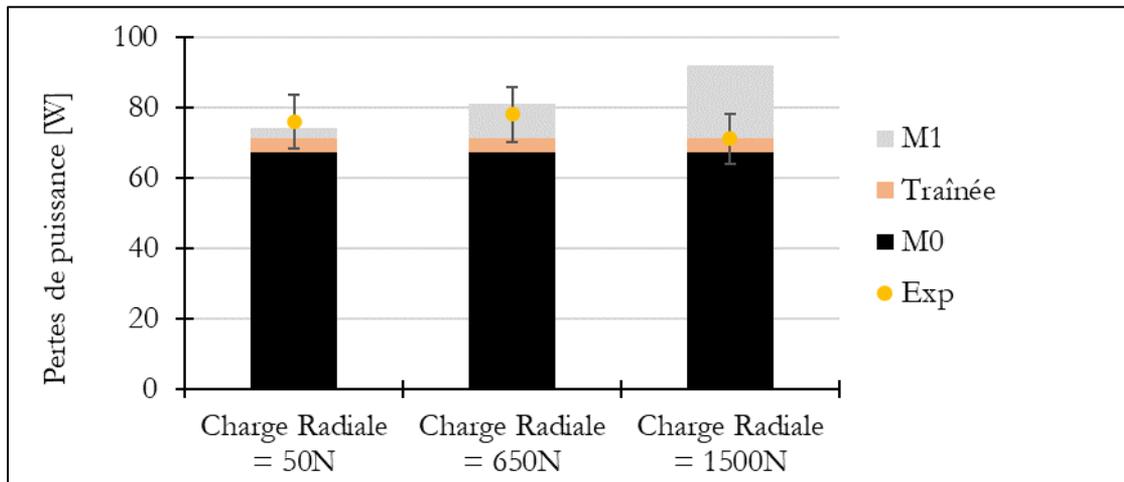


Figure V.11. Répartition des pertes de puissance du modèle de Harris, à 50°C, pour 3 charges radiales différentes

V.3.2 Modèle de SKF

L'étude du modèle de SKF dans le cadre du roulement GP a montré que des modifications doivent être apportées afin d'obtenir des résultats intéressants. Cette section s'occupe d'analyser le modèle SKF pour le roulement CO. Dans un premier temps, le modèle SKF sans modifications est étudié, puis, des modifications sont apportées.

V.3.2.1 Modèle SKF sans modifications

Comparaison entre le modèle et l'expérimental

Sur la Figure V.12, les pertes de puissance prédites par le modèle de SKF sont comparées aux mesures expérimentales pour 4 vitesses différentes (en référence au test n°1). Les résultats sont affichés à une température moyenne BI-BE de 50°C. Les résultats obtenus ne sont pas satisfaisants. L'écart entre le modèle et les mesures est de plus de 150% à 8070 tr/min. Afin de comprendre les raisons d'une différence aussi importante, les contributions du modèle de SKF sont également affichées. Plusieurs remarques peuvent être apportées :

- Les trois contributions sont dans le même ordre de grandeur. Cela est étonnant notamment pour le « sliding », qui est très faible dans le cas des roulements GP (3% des pertes totales).
- La contribution de « drag » doit être remplacée par la contribution de traînée calculée localement.
- La seule contribution qui semble décrire correctement les pertes de puissance concerne le « rolling », comme le montre la Figure V.12. Le « rolling » est cohérent on ordre de grandeur, mais également en tendance avec la vitesse.

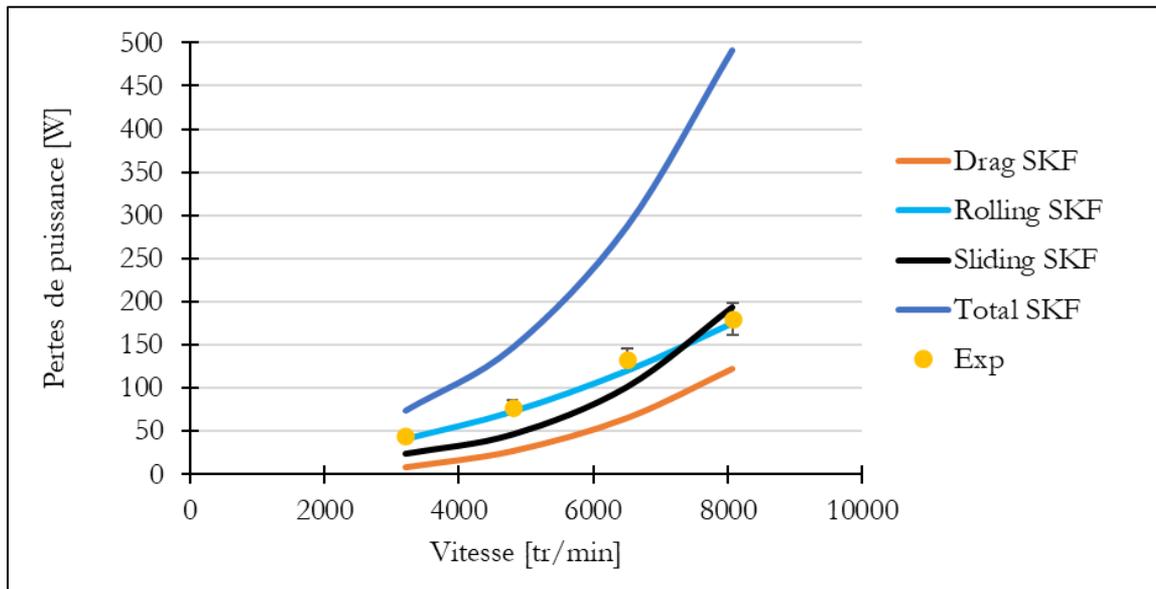


Figure V.12. Comparaison entre le modèle de SKF¹ et les mesures expérimentales, à 50°C, pour 4 vitesses différentes

La contribution de «sliding» semblant anormalement élevée pour le roulement CO, la prochaine section va s'intéresser en particulier à ce phénomène.

Etude du «sliding» de SKF pour les CO

Comme souligné dans le Chapitre I, le moment résistant de «sliding» dans les CO dépend fortement de la vitesse, même à faible charge. Cela est principalement dû à la composante F_g (équation (V.3)). Une partie du «sliding» est donc dépendante de la charge et une autre partie indépendante de la charge.

$$M_{sliding} = G_{sl} * \mu_{sl} \quad (V.1)$$

$$G_{sl} = S_1 * d_m^{0.26} * \left((F_r + F_g)^{\frac{4}{3}} + S_2 * F_a^{\frac{4}{3}} \right) \quad (V.2)$$

$$F_g = S_3 d_m^4 N^2 \quad (V.3)$$

Sur la Figure V.13, la répartition du «sliding» est tracée en fonction de la vitesse, la charge axiale simulée est de 1000 N. Il est visible que le «sliding» indépendant de la charge est la plus importante contribution, notamment à haute vitesse.

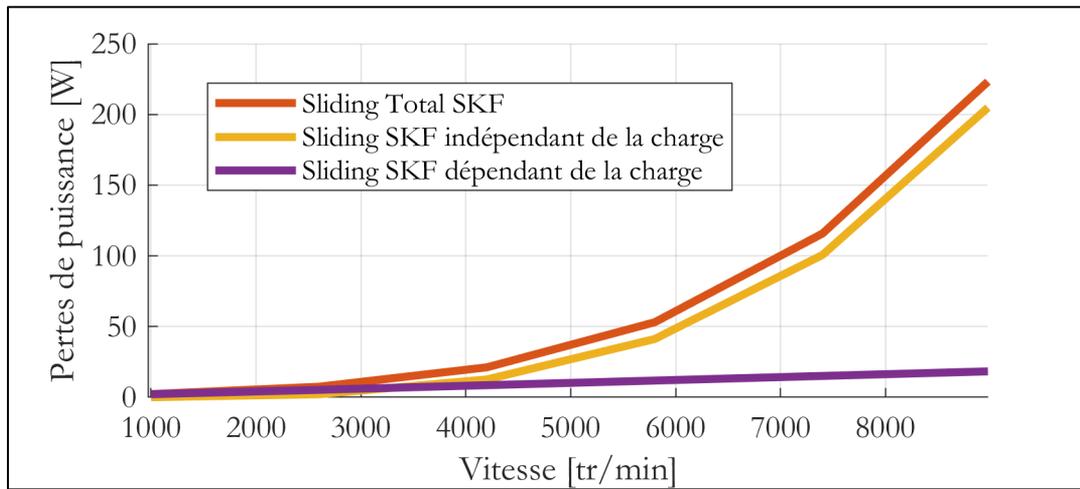


Figure V.13. Comparaison entre le modèle de SKF et les mesures expérimentales, à 50°C, pour 4 vitesses différentes

Afin de comprendre ce que représente physiquement cette contribution F_g , le modèle quasi-statique est complexifié, afin de prendre en compte les effets centrifuges et gyroscopiques (cf. Annexe IV). Ainsi, pour les roulements CO, l'angle de contact induit un moment gyroscopique qui impacte la cinématique du roulement. De plus, l'effort centrifuge induit des efforts de contact différents sur la BE et sur la BI ainsi que des angles de contact différents. Le moment gyroscopique est équilibré par les moments induits par les efforts de contact. En considérant ce phénomène, l'angle β' (cf. Figure I.8) ne vaut plus 0. Comme présenté dans le Chapitre I, le centre de rotation de la bille sur elle-même au niveau du contact est alors déplacé d'une longueur h et les vitesses linéaires sur l'ellipse de contact sont beaucoup plus élevées, comme montré sur la Figure V.14.

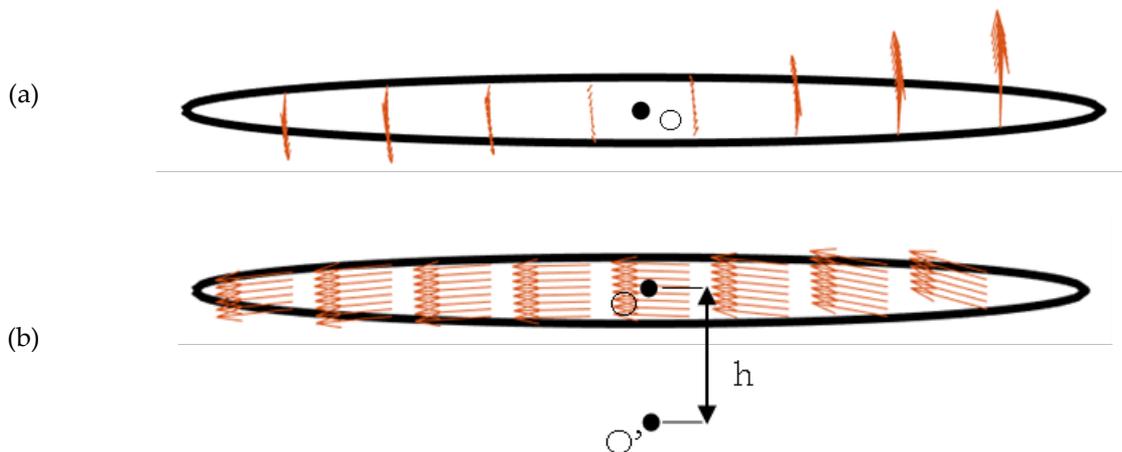


Figure V.14. Champ de vitesse linéaire sur l'ellipse de contact. (a) Sans effet gyroscopique. (b) Avec effet gyroscopique.

Avec la prise en compte de ces phénomènes dans le modèle quasi-statique, il est possible de retrouver les pertes calculées par le modèle de SKF, comme montré sur la Figure V.15. Cela signifie donc que les importantes pertes calculées par le modèle de SKF pour le « sliding » sont dues à des effets gyroscopiques. Néanmoins, expérimentalement, il semble qu'il ne faille pas considérer ces pertes (à 8070 tr/min, les pertes calculées par le « sliding » sont supérieures à celles mesurées). De plus, d'après Harris [7], les effets gyroscopiques sont prévenus par les efforts de

glissement au niveau des contacts à condition que le coefficient de frottement soit supérieur à 0,02. C'est le cas avec l'huile minérale utilisée [80]. Pour ces raisons, il est proposé de ne pas prendre en compte ces pertes par effet gyroscopique.

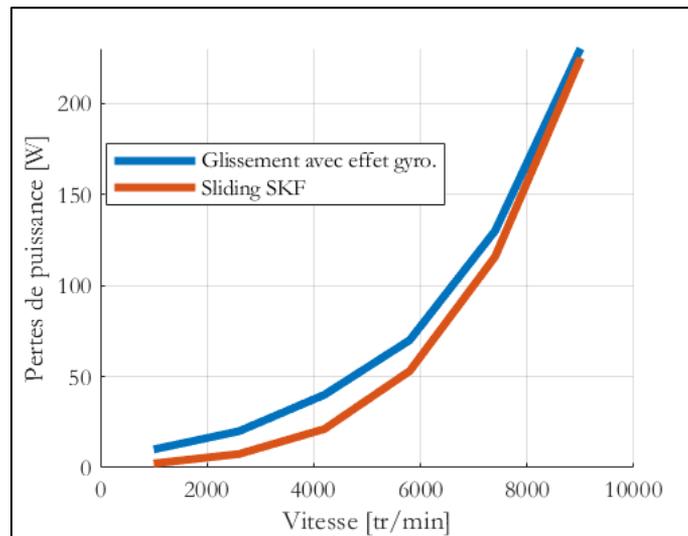


Figure V.15. Comparaison du glissement calculé et le « sliding » de SKF avec prise en compte effet gyroscopique

V.3.2.2 Modèle SKF modifié

À la suite de l'étude menée sur le modèle de SKF non modifié, il est donc proposé des modifications à apporter au modèle :

- Remplacement de la contribution « drag » par une contribution de traînée utilisée dans le modèle développé précédemment ;
- Non prise en compte des effets gyroscopiques, ainsi $F_{gr} = F_{gs} = 0$;
- Non prise en compte du coefficient ϕ_{rs} dans le « rolling », le roulement est approvisionné en lubrifiant, il n'y a donc pas nécessité de prendre en compte des effets de sous-alimentation du contact.
- La charge appliquée n'est pas seuillée pour le moment (comme cela a été proposé pour le roulement GP) car de la charge axiale est appliquée.

Comparaison entre le modèle modifié et l'expérimental

Sur la Figure V.16, le modèle de SKF modifié est simulé pour plusieurs vitesses, à 50°C (en référence au test n°1). Le modèle est cohérent par rapport aux mesures et l'erreur est désormais très faible entre le modèle et la mesure (< 10%).

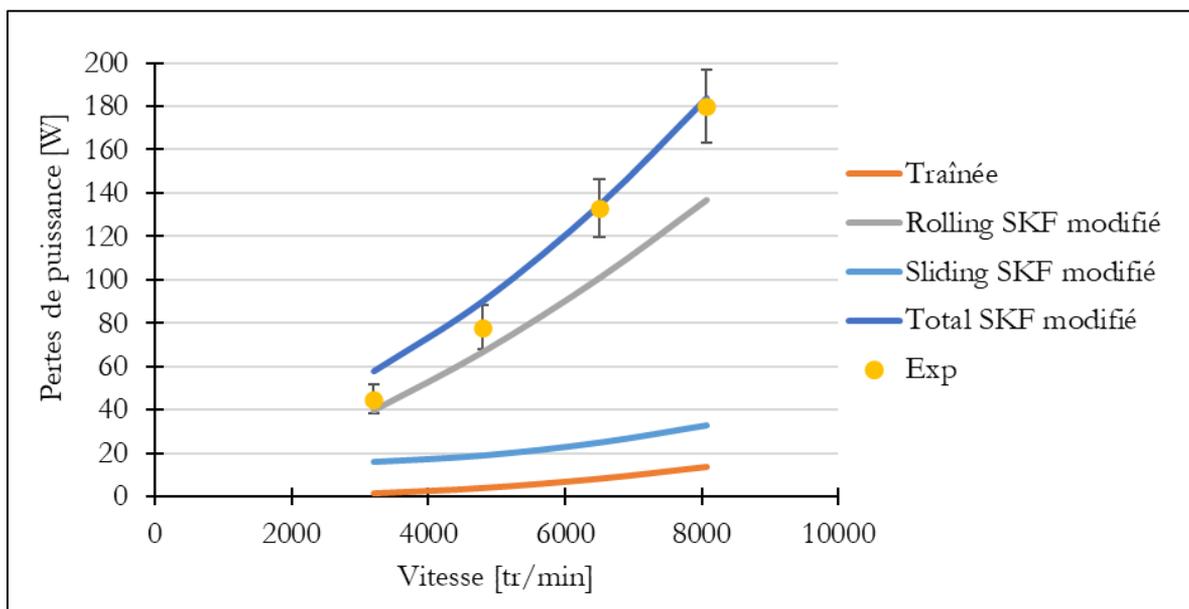


Figure V.16. Comparaison entre le modèle de SKF modifié et les mesures expérimentales, à 50°C, pour 4 vitesses différentes

Le modèle SKF modifié donne également des résultats intéressants pour la variation de débit d'huile et la variation de température d'injection. Par ailleurs, la charge axiale est correctement prise en compte, c'est ce que montre la Figure V.17 où le modèle est simulé pour deux précharges, à 6500 tr/min. En revanche, le modèle ne donne pas satisfaction pour les variations de charge radiale. Sur la Figure V.18 est affichée l'évolution des pertes mesurées et simulées, à 50°C, pour 3 charges radiales différentes. Lorsque la charge radiale diminue, le « rolling » s'effondre. Ceci est dû au fait que le modèle SKF ne prend pas en compte les effets hydrodynamiques à faible charge. A l'inverse, lorsque la charge radiale augmente, le modèle surestime les pertes de puissance, le « rolling » devient trop important.

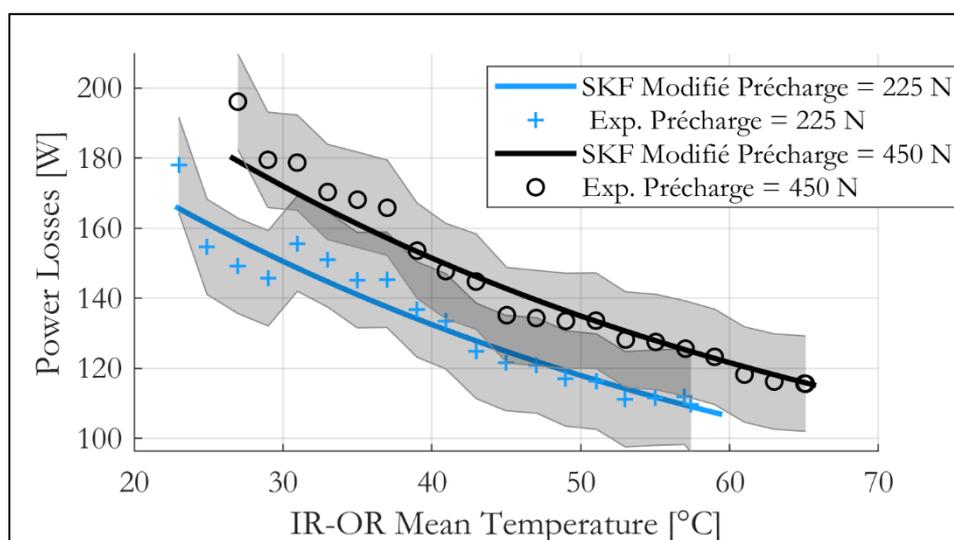


Figure V.17. Comparaison entre le modèle de SKF et les mesures expérimentales pour 2 précharges différentes

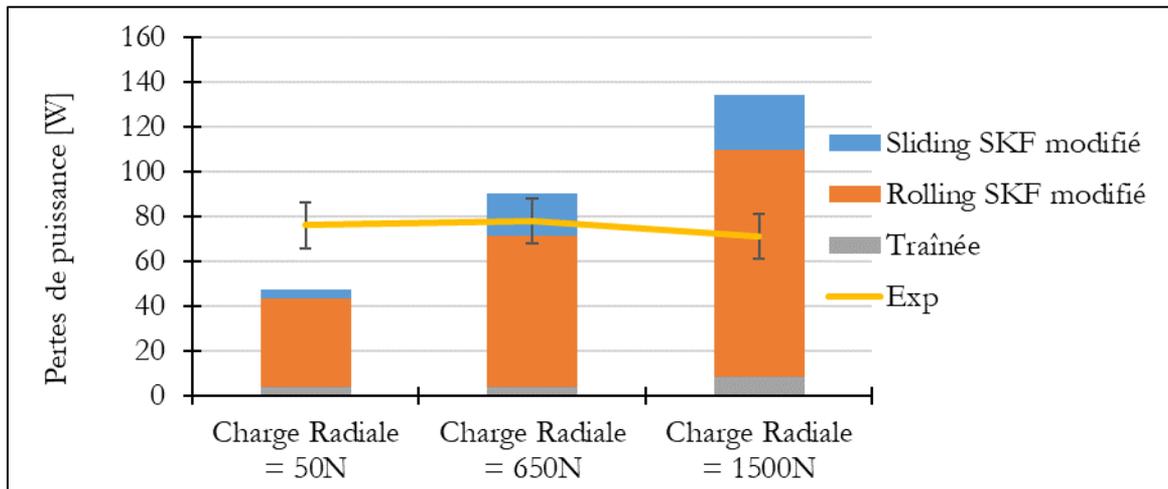


Figure V.18. Comparaison entre le modèle de SKF et les mesures expérimentales pour 3 charges radiales différentes, à 50°C

V.3.3 Conclusion sur les modèles

Pour conclure, les modèles globaux proposent une modélisation des pertes de puissance intéressante lorsqu'ils sont modifiés. Les ordres de grandeur sont cohérents, néanmoins l'étude des variations de paramètre montre une limite des modèles globaux : à faible charge, les modèles globaux ne parviennent pas à modéliser la non-dépendance de la charge radiale sur les pertes de puissance. Le modèle de Harris donne les résultats les plus intéressants, notamment car 80% des pertes calculées sont dues à la contribution indépendante de la charge, ainsi, le modèle est faiblement impacté par des variations de charge.

Les pertes obtenues avec les modèles globaux sont injectées dans le réseau thermique développé pour le bloc mesure avec les deux roulements CO. Le roulement est modélisé en « 3 nœuds ». La comparaison entre les températures simulées et mesurées est donnée en Annexe V.

Le Tableau V.1 récapitule les résultats obtenus en comparant chaque modèle avec les mesures expérimentales pour le roulement CO 7210. Ainsi, trois modèles sont utilisables pour prédire le comportement thermomécanique du roulement. La prochaine section tâche de développer le lien entre ces trois modèles.

Tableau V.1. Erreurs moyennes sur l'ensemble des essais pour chaque modèle

Modèle de pertes utilisé	Erreur sur les pertes (%)	Erreur pertes avec prise en compte de l'incertitude de mesure (%)	Erreur de prédiction moyenne sur la BE (°C)	Erreur de prédiction moyenne sur la BI (°C)
Harris $f_0 = 6,6$	301	290	13,1	31,9
Harris $f_0 = 1,65$	15	7	1,1	2,0
SKF	104	93	10,0	22,9
SKF modifié	25	16	2,0	3,9
Modèle développé	12	5	1,1	2,4

V.4 Analyse du lien entre les différents modèles

Les trois modèles de pertes obtenus au cours de cette étude (Harris modifié, SKF modifié et le modèle local développé) sont différents dans la manière dont ils ont été obtenus et construits. Pourtant, les résultats obtenus sont satisfaisants. Il est alors pertinent de se demander quel lien peut être trouvé entre les modèles.

V.4.1 Répartition des contributions

La répartition des contributions des pertes de chacun des modèles est affichée sur la Figure V.19 pour un essai sur roulement GP à 8070 tr/min, à 50°C et avec une charge radiale de 1000 N. Il est visible que pour les 3 modèles, une contribution est majoritaire dans chacun des cas :

- Roulement hydrodynamique pour le modèle développé (RH EHD et IVR);
- « Rolling » pour le modèle de SKF modifié ;
- Contribution indépendante de la charge pour le modèle de Harris modifié ;

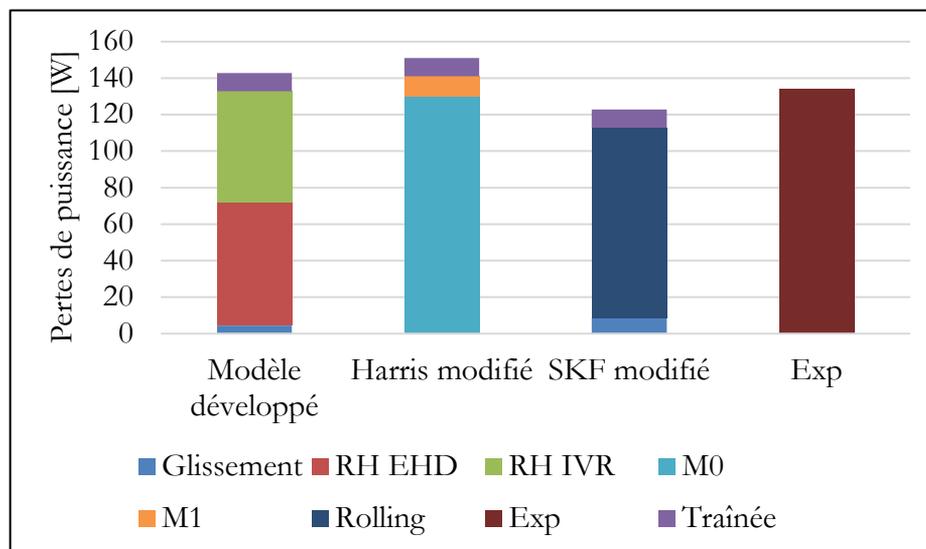


Figure V.19. Répartition des contributions pour chaque modèle – roulement 6210, 8070 tr/min

Le lien entre les trois modèles concerne donc les pertes visqueuses, prépondérantes. La viscosité et la vitesse sont les principaux paramètres influençant les pertes de puissance dans les roulements GP et CO. Ils sont pris en compte de manière proche dans les trois modèles :

- La vitesse apparaît à la puissance 1.66 ;
- La viscosité est présente à la puissance 2/3.

En revanche, pour tous les autres paramètres, il est difficile de définir si les paramètres sont considérés de la même manière. Il semble que toutes les données géométriques soient notamment cachées dans des paramètres (f_0 pour Harris, R_1 pour SKF).

V.4.2 Développement d'une formulation du f_0

L'analyse des contributions (cf. Figure V.19) montre que les pertes visqueuses/independantes de la charge sont responsables de 90% des pertes de puissance. Le développement d'un modèle de pertes local a été nécessaire afin de comprendre les phénomènes de génération de pertes. Néanmoins, il faut reconnaître le principal avantage des modèles globaux modifiés : les prédictions de pertes sont très cohérentes et peu de paramètres sont nécessaires. Il est donc proposé dans cette section de mutualiser les avantages des différents modèles en combinant la compréhension physique du modèle local et la rapidité d'utilisation des modèles globaux. Il est proposé de travailler davantage sur le paramètre f_0 dans le modèle de Harris car c'est ce modèle qui a donné les résultats les plus intéressants (par rapport à SKF) sur l'ensemble de l'étude menée (roulement GP et roulement CO).

V.4.2.1 Développement d'une formulation théorique du paramètre f_0 à partir du modèle local

Le modèle local a permis de mettre en avant que le roulement hydrodynamique est une contribution qui peut être indépendante de la charge, dans la zone non chargée. Dans la plage de chargement testée, le roulement hydrodynamique en IVR représente environ la moitié du roulement hydrodynamique total. Cette analyse permet notamment de justifier le seuillage de la charge radiale dans le modèle de SKF modifié. En suivant le même raisonnement, il est proposé de développer une formulation analytique du paramètre f_0 . Le point de départ est le roulement hydrodynamique calculé localement en EHD. La charge radiale dans cette contribution est imposée afin d'avoir une perte de puissance globale équivalente au cas où les billes chargées (dans le régime EHD) et les billes non chargées (dans le régime IVR) sont considérées.

L'équation de départ s'écrit donc :

$$P_{Harris} = P_{EHD} \quad (V.4)$$

De ce point de départ, une démonstration menée en Annexe VI permet d'arriver à la formulation suivante :

$$f_{0_{EHD}} = Cst d_m^{-0,94} C_0^{0,47} Z^{0,53} \quad (V.5)$$

Pour un roulement en acier et de l'huile minérale, la constante Cst est égale à :

$$Cst = 9.5423 * 10^{-5} \left[(1 - \gamma)^{0,4} \left(\frac{2f_i}{2f_i - 1} * \frac{1}{(1 - \gamma)} \right)^{0,35} + (1 + \gamma)^{0,4} \left(\frac{2f_e}{2f_e - 1} * \frac{1}{(1 + \gamma)} \right)^{0,35} \right] (1 - \gamma^2)^{1,66} \gamma^{0,4} \quad (V.6)$$

V.4.2.2 Développement d'une formulation théorique du paramètre f_0 à partir du modèle SKF

En suivant la même méthodologie que pour le modèle local, il est possible de développer une formulation du paramètre f_0 de Harris à partir du modèle de SKF. La démonstration est menée en Annexe VII .Il en résulte que :

$$f_{0_{SKF}} = \frac{R_1 (0,1 C_0)^{0,54}}{2 * 10^{-7} * d_m^{1,04}} \quad (V.7)$$

V.4.3 Etude des paramètres f_0 calculés

Il est proposé dans le Tableau V.2 de comparer les paramètres f_0 obtenus par recalage expérimental (comme il a été fait aux sections II.4.1.2 et V.3.1.1), dans cette étude et dans la littérature. Le paramètre $f_{0_{exp}}$ correspond aux paramètres recalés expérimentalement ; $f_{0_{EHD}}$ correspond au paramètre calculé à partir du modèle local ; $f_{0_{SKF}}$ correspond au paramètre calculé à partir du modèle global SKF.

Tableau V.2. Comparaison valeurs f_0 calculés et valeurs expérimentales

Roulement	Référence	$f_{0_{exp}}$	$f_{0_{EHD}}$	Erreur	$f_{0_{SKF}}$	Erreur
6210	Cette étude	1,35	1,49	10%	1,54	14%
6311	[96]	1,65	1,54	7%	1,63	1%
61815	[79]	1,1	1,14	4%	1,17	6%
61910	[4]	1,65	1,35	18%	1,36	18%
6309	[81]	1,5	1,58	5%	1,67	11%
63016	[80]	1,4	1,43	2%	1,67	19%
7210	Cette étude	1,65	1,87	13%	1,92	16%

Les résultats obtenus sont proches pour les deux formulations de f_0 . Avec ces formulations théoriques, les résultats obtenus sont très intéressants. Sur l'ensemble des f_0 comparés, l'erreur moyenne est de 10% avec la valeur expérimentale. Ainsi, les formulations théoriques se trouvent très intéressantes afin d'avoir une première analyse sur les pertes de puissance d'un roulement.

Pour les deux roulements testés dans cette étude (roulement 6210 et 7210), les pertes calculées avec le modèle de Harris via les paramètres f_0 obtenus à partir du modèle local sont injectées dans le réseau thermique. Les erreurs moyennes sur l'ensemble des essais en termes de température sont résumées dans le Tableau V.3. Il en résulte que les prédictions sont satisfaisantes, notamment en comparaison des modèles de Harris et SKF non modifiés (cf. Tableau III.4 et Tableau V.1) :

Tableau V.3. Erreurs de prédiction des températures avec les f_0 calculés

Roulement - valeur $f_{0_{EHD}}$	Erreur de prédiction moyenne sur la BE (°C)	Erreur de prédiction moyenne sur la BI (°C)
6210 - $f_0 = 1,49$	1,2	3,9
7210 - $f_0 = 1,87$	1,9	3,4

Pour conclure, les formulations du paramètre f_0 développées permettent une première approximation du comportement thermomécanique des roulements. Par ailleurs, ces formulations prédisent des pertes de puissance plus élevées pour un roulement CO par rapport à un roulement GP de même dimension. Le rapport de pertes estimé par cette formulation est d'environ 1,3. La prochaine section va tâcher d'analyser les différences de pertes de puissance générées par un roulement GP et CO à partir des expériences et du modèle local développé.

V.5 Comparaison entre un roulement GP et un roulement CO

La principale différence de géométrie entre le roulement GP 6210 et le roulement CO 7210 concerne l'angle de contact et le nombre de billes. Le diamètre moyen est similaire. Il est proposé dans cette section d'investiguer quels sont les différences, en termes de pertes de puissance.

V.5.1 Comparaison expérimentale

Les campagnes expérimentales présentées dans les Chapitres II et IV sont utilisées dans un premier temps afin de comparer les pertes des deux types de roulement. Les caractéristiques des essais choisis pour la comparaison sont indiquées dans le Tableau V.4.

Tableau V.4. Caractéristiques des essais pour comparaison GP/CO

Roulement	Vitesse [tr/min]	Débit d'huile [L/h]	Température d'injection [°C]	Précharge axiale [N]	Charge radiale [N]
GP - 6210	3200-8070	15	50	0	1000
CO - 7210	3200-8070	15	50	450	650

Pour visualiser les écarts entre le roulement GP et CO, les pertes de puissance mesurées à 6500 tr/min sont montrées sur la Figure V.20. Il en ressort que le roulement CO génère des pertes de puissance plus importantes. Il semble que l'augmentation de pertes de puissance soit constante avec la température.

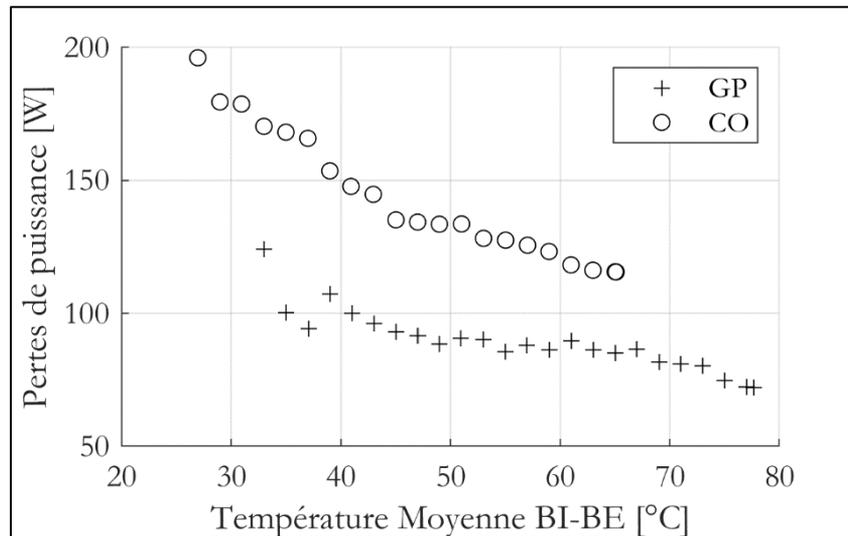


Figure V.20. Comparaison pertes mesurées roulement GP et CO, à 6500 tr/min

Le rapport entre les pertes du roulement CO et GP est calculé pour chaque température et chaque vitesse. La Figure V.21 montre que le rapport moyen est de 1,4. Ainsi, le roulement CO génère en moyenne 40% de pertes en plus que le roulement GP sur l'ensemble des essais.

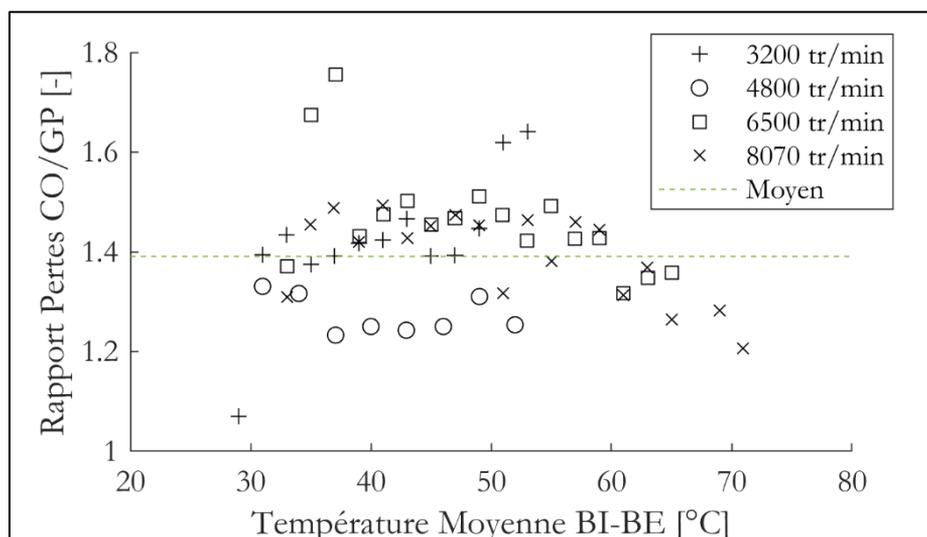


Figure V.21. Rapport pertes mesurées CO/GP

L'approche expérimentale permet de mesurer le rapport entre les pertes GP et CO. En revanche, avec les essais réalisés, cette approche ne permet pas de :

- Comprendre les phénomènes responsables de l'augmentation des pertes en CO ;
- Les charges appliquées sur le roulement, faibles dans les deux cas, sont différentes (charge radiale pour le roulement GP et charge radiale + axiale pour le roulement CO). Ainsi, la question se pose de savoir si la comparaison est pertinente.

C'est pourquoi il est proposé d'investiguer les différences entre roulement GP et CO d'un point de vue numérique, à l'aide du modèle thermomécanique développé.

V.5.2 Comparaison numérique

V.5.2.1 Comparaison à même charge

Il est tout d'abord proposé de vérifier que la comparaison expérimentale est pertinente, bien que les charges appliquées soient différentes. L'objectif est de simuler les pertes de puissance des roulements GP et CO uniquement avec de la charge axiale (afin d'avoir le même type de chargement et d'avoir les mêmes contributions sur chaque bille).

Il a été montré que pour le roulement CO, les pertes de puissance ne sont pas impactées par le chargement radial. Il est donc considéré que seule une charge axiale de 450 N est appliquée sur le roulement CO.

Afin d'avoir une comparaison pertinente, il est nécessaire que la charge appliquée sur le roulement GP soit équivalente à celle appliquée sur le roulement CO. Le raisonnement est porté sur la charge F_{β} (équations (I.52) et (I.54)), qui est représentatif de cette problématique. Ainsi :

$$F_{\beta_{co}} = F_{\beta_{GP}} \quad (V.8)$$

Ainsi, la charge axiale considérée sur le roulement GP doit être de 150 N.

Sur la Figure V.22, le modèle de pertes de puissance est simulé pour le roulement GP 6210, à 6500 tr/min pour deux chargements.

- Chargement radial de 1000 N et charge axiale nulle ;
- Chargement radial nul et charge axiale de 150N ;

De plus, les pertes mesurées pour le chargement radial de 1000N sont également affichées. Il est ainsi montré que, d'après le modèle développé, les pertes de puissance sont très faiblement impactées par un changement du type de chargement.

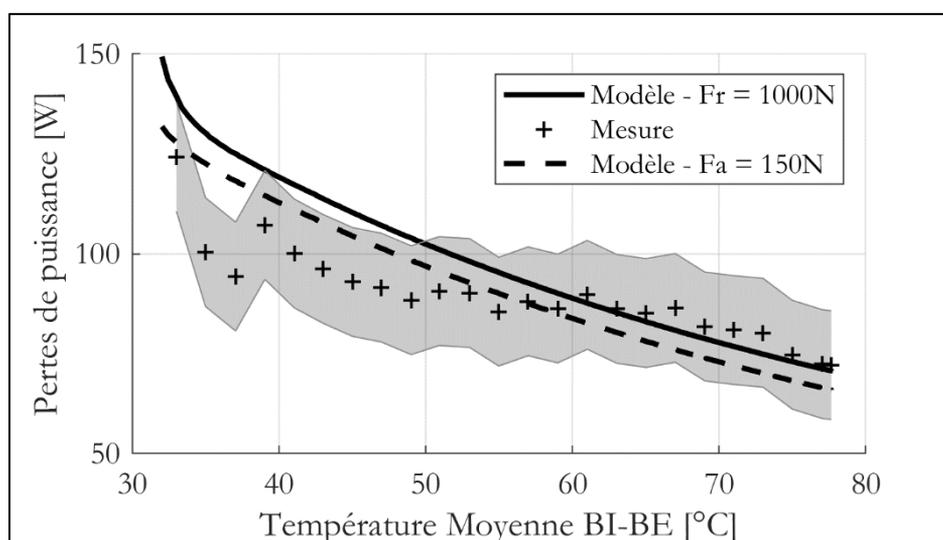


Figure V.22. Pertes simulées et mesurées roulement GP, à 6500 tr/min, chargement radial et axial

La comparaison expérimentale menée précédemment semble donc pertinente, bien que les chargements ne soient pas similaires.

V.5.3 Analyse des pertes de puissance

Le modèle de pertes de puissance permet d'aller plus loin en analysant les phénomènes responsables de la génération de pertes de puissance. Sur la Figure V.23, les pertes simulées et mesurées des roulements GP et CO sont comparées à 6500 tr/min, pour les conditions définies dans le Tableau V.4. Comme expliqué précédemment, ces résultats sont similaires à ceux obtenus pour un chargement axial de 450 N pour le roulement CO et de 150 N pour le roulement GP. Ce sont ces charges qui vont être utilisées par la suite de l'étude afin de travailler sur un même type de chargement.

Le modèle développé prédit donc également des pertes de puissance plus élevées pour le roulement CO. Afin de comprendre le paramètre responsable de cette augmentation, il est proposé d'étudier les contributions de pertes de puissance pour le roulement GP et le roulement CO.

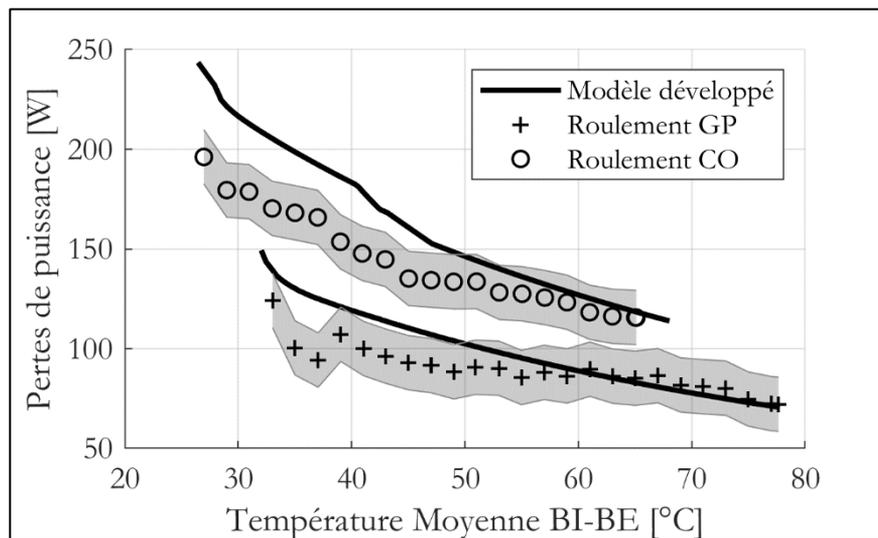


Figure V.23. Pertes simulées et mesurées, à 6500 tr/min, roulement GP chargé radialement et CO chargé axialement

Tout d'abord, les répartitions de charge sont étudiées sur la Figure V.24 :

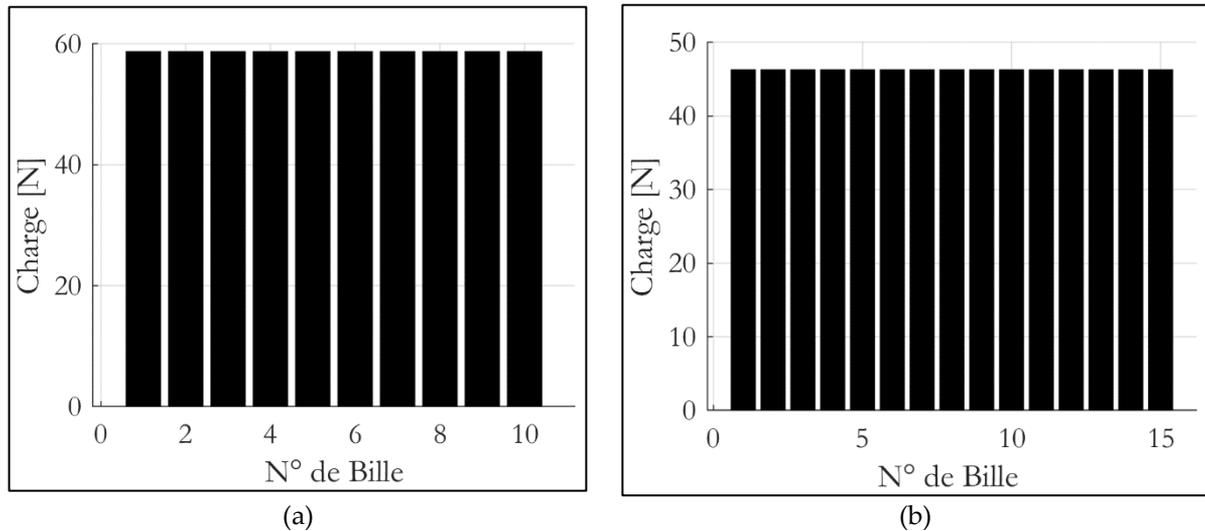


Figure V.24. Répartition de charge. (a) Roulement GP – $F_a = 150\text{N}$ (b) Roulement CO – $F_a = 450\text{N}$

La charge appliquée sur chacune des billes est proche entre le roulement GP et le roulement CO. Il en découle que les pertes générées sur chaque bille sont très proches, comme le montre la Figure V.25, peu importe la température.

Les pertes sur chaque bille sont légèrement plus élevées (4%) sur le roulement GP car la charge sur chaque contact est légèrement plus élevée. Le principal paramètre qui augmente les pertes de puissance sur le roulement CO est donc le nombre de billes, qui est 1.5 fois plus élevé. Ainsi, pour connaître le rapport d'augmentation « théorique » de pertes de puissance d'un roulement CO comparé à un roulement GP, il suffit de réaliser l'opération : $1.5/1.04 = 1,44$. Cette valeur est très proche de celle obtenue expérimentalement (~ 1.4).

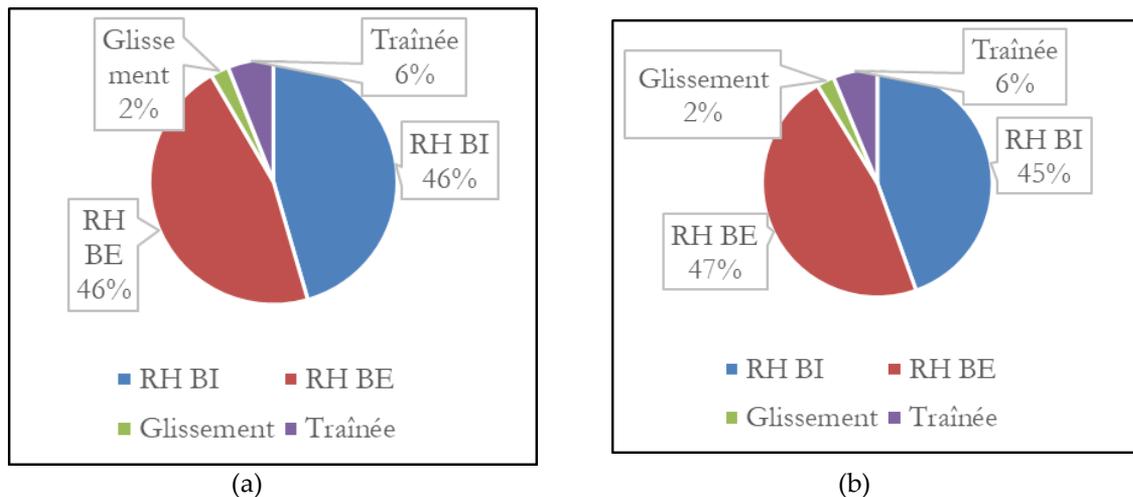


Figure V.25. Répartition des contributions de pertes sur chaque bille. (a) Roulement GP – $F_a = 150\text{N}$ (b) Roulement CO – $F_a = 450\text{N}$

V.6 Conclusion

Dans ce chapitre, une analyse approfondie des pertes de puissance générées par les roulements a été menée. Plusieurs points ont tout d'abord été mis en avant concernant l'impact de la charge radiale sur le roulement CO :

- L'augmentation de la charge radiale impacte la distribution de charge au sein du roulement et impacte alors le régime de lubrification de chacune des billes. Les pertes de roulement hydrodynamique sont alors modifiées sur chacune des billes, mais au niveau global du roulement, les pertes restent sensiblement les mêmes. Ainsi, la charge radiale n'impacte pas directement les pertes de puissance.
- Par cette analyse, il est montré que les pertes indépendantes de la charge sont donc dues au roulement hydrodynamique et aux changements de régime de lubrification sur chaque bille.

Les modèles globaux de pertes de puissance ont également été investigués pour le roulement CO. Il en ressort que les modèles de Harris et de SKF ne permettent pas de prédire correctement les pertes de puissance. C'est pourquoi des modifications sont apportées. Pour le modèle de Harris, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- Le paramètre f_0 est recalé expérimentalement, sa valeur est de 1,65. C'est un résultat différent de celui trouvé pour le roulement GP. Cela souligne que les pertes de puissance sont plus élevées pour le roulement CO.
- Le paramètre f_1 est problématique. Il semblerait que ce paramètre doit être augmenté dans l'analyse de l'évolution de la précharge axiale. En revanche, ce paramètre doit être diminué dans l'analyse de l'évolution de la charge radiale. Il est donc choisi de ne pas modifier ce paramètre.
- Avec la modification du seul paramètre f_0 , les prédictions de pertes de puissance du modèle sont en totale cohérence avec les mesures expérimentales. Comme montrée dans le Tableau V.1, sur l'ensemble des essais, l'erreur moyenne en fonction de la température est de 15% (7% en prenant en compte l'erreur de mesure).

Pour le modèle de SKF, le constat est le suivant :

- Les efforts dus au moment gyroscopique ne sont pas pris en compte, ainsi que le « drag » et le facteur de sous-alimentation ϕ_{ish} .
- Avec ces modifications, le modèle donne des résultats satisfaisants (25% d'écarts en moyenne) mais les variations de charge radiale ne sont pas prises correctement en compte, ce qui diminue les performances de ce modèle.

Cette étude met en avant la possibilité d'utiliser 3 modèles différents de pertes de puissance. Ces trois modèles ont des avantages et des inconvénients, mais ont de bonnes performances en termes de prédiction de pertes de puissance. Il a donc été proposé de trouver un lien entre ces trois modèles. Ce lien se trouve être les pertes visqueuses (roulement hydrodynamique-pertes

indépendantes de la charge). Ainsi, il est proposé de trouver une formulation analytique au paramètre f_0 dans le modèle de Harris. Deux formulations sont proposées et les résultats sont très satisfaisants : 10% d'erreur par rapport au f_0 trouvé expérimentalement. Cette approche permet d'avoir facilement et précisément un ordre de grandeur des pertes de puissance générées par les roulements.

Pour finir, l'étude compare les pertes générées par le roulement GP 6210 et le roulement CO 7210. Il en résulte que le roulement CO génère des pertes plus élevées. Ceci peut s'expliquer par un nombre de billes plus élevé (15 pour le roulement CO et 10 pour le roulement GP). Ainsi, le roulement CO génère environ 40% de pertes en plus pour une même charge équivalente appliquée.

Conclusion générale

Le comportement thermomécanique des roulements à billes a été étudié au cours de ces travaux de thèse. Les conditions de fonctionnement spécifiques des roulements étudiés (faible charge, vitesse modérée) ont mené à des problématiques peu investiguées/ou expliquées dans la littérature. Plusieurs conclusions importantes peuvent être mentionnées, mais avant cela, un bilan est apporté sur les travaux présentés. Le manuscrit a été structuré en plusieurs parties, en cherchant à refléter l'évolution de la réflexion sur le sujet au cours des recherches.

Tout d'abord, le premier chapitre a permis d'investiguer les bases du comportement interne du roulement : la géométrie, la cinématique ou encore le chargement du roulement ont été présentés. Les aspects tribologiques propres à une lubrification en film d'huile complet ont alors été explorés. L'étude bibliographique a notamment mis en avant que les contacts considérés dans les roulements sont très généralement liés au régime élasto-hydrodynamique (EHD). Ce régime est propre à des charges élevées et est toujours le sujet de nombreuses recherches. À partir de ces aspects tribologiques, les sources de pertes de puissance dans les roulements ont été étudiées. Il ressort de cette analyse que les contributions généralement considérées sont le glissement et le roulement hydrodynamiques sur les billes chargées, la traînée peut également être prise en compte, mais c'est une contribution faible pour des vitesses de rotation modérées. Ainsi, par l'analyse de la littérature, il n'est pas évident d'identifier que les pertes de puissance sont significatives sur la plage de fonctionnement étudiée. C'est pourquoi les modèles globaux de pertes de puissance sont par la suite investigués. Les modèles de Harris et de SKF sont simulés et comparés. Les valeurs divergent fortement (les pertes données par le modèle de Harris sont 3 fois plus élevées).

La première étape de la thèse est donc amenée : réaliser des essais de pertes de puissance sur banc d'essai dédié (Chapitre II). Les moyens expérimentaux sont tout d'abord présentés, notamment la manière dont le couple de pertes d'un roulement est obtenu. Une phase de calibrage est nécessaire, afin d'isoler les pertes de puissance liées uniquement au roulement testé. Cette étape n'est pas aussi triviale que l'on peut le penser, car la forme des pertes de puissance des roulements supports n'est pas simple à modéliser. Néanmoins, une fois cette étape réalisée, les essais sont menés sur un roulement à gorge profonde (GP), chargé radialement. Il résulte de ces premiers essais que les niveaux de pertes de puissance sont significatifs. De plus, la vitesse et la thermique du roulement se trouvent être des paramètres très influents, à l'inverse du débit d'huile ou de la température de l'huile injectée. Les modèles globaux (Harris et SKF) sont alors comparés aux mesures expérimentales et les résultats ne sont pas satisfaisants. Néanmoins, en apportant des modifications sur les modèles, de très bons résultats sont alors obtenus. Cette première étape a donc permis de démontrer la génération significative des pertes de puissance, même à faible charge. L'analyse physique qui peut être tirée de l'utilisation des modèles de pertes globaux est néanmoins insuffisante, c'est pourquoi la deuxième étape de la thèse est investiguée.

Un nouveau modèle thermomécanique complet est développé (Chapitre III). Ce modèle est entièrement théorique et est basé sur des concepts tribologiques localisés au niveau des contacts Bagues/Billes. Un modèle quasi-statique simplifié est premièrement implémenté afin de disposer de la répartition de la charge radiale sur les billes. Les trois contributions généralement considérées dans la littérature sont alors prises en compte (glissement, roulement hydrodynamique et traînée). Néanmoins, une nouveauté est apportée au calcul de la contribution de roulement hydrodynamique. Dans la littérature, cette contribution est considérée sur les billes

chargées, et en considérant un contact EHD. Il est proposé, en plus, de considérer du roulement hydrodynamique sur les billes non chargées, où les contacts sont donc dans le régime IVR. Ainsi, des nouvelles pertes indépendantes de la charge sont désormais calculées. Étant donné que ce modèle de pertes est local, il est proposé de calculer la viscosité de l'huile au niveau des contacts à partir de la température moyenne Bague/Bille. Ce calcul est réalisable grâce au modèle thermique qui est développé, basé sur la méthode des réseaux thermiques. L'ensemble du modèle thermomécanique est alors simulé. Les résultats simulés, en termes de pertes ou en termes de thermiques, montrent une très bonne concordance avec les mesures expérimentales. Le modèle est donc validé pour un roulement GP chargé radialement.

Le Chapitre IV propose alors d'appliquer le modèle développé à un roulement à contact oblique (CO), chargé radialement et axialement. Des améliorations sont alors apportées au modèle de pertes de puissance : prise en compte de l'effort axial dans le modèle quasi-statique et prise en compte des différents changements de régime de lubrification en fonction de la charge et de la température de contact. Une nouvelle investigation expérimentale est alors menée, qui permet d'investiguer l'influence de plusieurs paramètres sur les pertes de puissance. Comme pour le roulement GP, la vitesse et la thermique du roulement se trouvent être les paramètres les plus influents. Le modèle thermomécanique est alors simulé et comparé à ces nouvelles mesures expérimentales. Une fois encore, la concordance est très satisfaisante. Le modèle est donc validé pour un roulement CO chargé radialement et axialement.

Le dernier chapitre investigate alors des points particuliers liés aux pertes de puissance. Tout d'abord, la non-influence de la charge radiale sur les pertes générées par un roulement CO est analysée. Il résulte que la prise en compte de la distribution de charge et des changements de régime de lubrification permettent de comprendre ce phénomène. Ensuite, les modèles globaux de Harris et SKF sont comparés aux mesures expérimentales du roulement CO. Il en ressort que, comme pour le roulement GP, les modèles globaux parviennent à des estimations pertinentes en modifiant certains de leur paramètre. Ainsi, à ce point de l'étude, plusieurs modèles sont pertinents pour l'estimation des pertes de puissance : les modèles globaux modifiés et le modèle local/théorique développé. Également, ils ne présentent pas les mêmes avantages :

- Les modèles globaux permettent de facilement avoir une estimation des pertes, peu de paramètres sont nécessaires. En revanche, ils ne permettent pas de comprendre précisément la physique impliquée dans la génération de chaleur ;
- Le modèle local est très physique, il permet une très bonne estimation des pertes de puissance et sans modification. Il permet également une bonne compréhension des phénomènes physiques impliquée dans le roulement. En revanche, le modèle est beaucoup plus complexe à utiliser.

C'est pourquoi il est proposé de combiner les avantages des différents modèles en aboutissant à une formulation théorique du paramètre f_0 dans le modèle de Harris. Les résultats obtenus avec la formulation théorique sont très intéressants et semblent très pertinents afin d'avoir une première estimation du comportement thermomécanique dans les roulements. Pour finir, une analyse est également menée sur la différence entre les pertes générées dans un

roulement GP et un roulement CO. Il en ressort que la principale différence est liée au nombre de billes dans le roulement.

Ainsi, ces travaux de thèse ont été menés en complexifiant au fur et à mesure les modèles et en approfondissant les phénomènes identifiés au sein du roulement. L'analyse des pertes de puissance permet de conclure que :

- Le roulement hydrodynamique est la principale contribution responsable de la génération de chaleur. Ce phénomène est directement lié à la vitesse de rotation et à la viscosité au niveau du contact. L'hypothèse apportée, qui consiste à considérer ce phénomène sur les billes non chargées, est essentielle au risque de sous-estimer les pertes de puissance. Cette considération permet également de justifier le seuillage de la charge radiale dans le modèle de SKF et de comprendre l'origine des pertes indépendantes de la charge dans le modèle de Harris.
- Le glissement et la traînée sont des contributions très faibles, quasi négligeables.

En ce qui concerne la thermique, il peut être conclu que :

- Le couplage entre pertes et thermique est indispensable, car la viscosité au niveau des contacts est dépendante de la température de masse des éléments du roulement. Cette conclusion est mise en avant dans cette étude sur les phases de démarrage. La prise en compte de la température de la bille permet de reproduire de fortes chutes de pertes de puissance sur ces courtes périodes.
- L'accès à la température de la bille à l'aide du modèle thermique permet de travailler sur des données très fines dans le roulement, notamment sur le jeu disponible. Il est alors montré que du jeu est présent grâce à la déformation mécanique des billes.
- Le débit d'huile influe peu sur les températures : la fraction d'huile au sein du roulement est peu dépendante du débit d'huile. De plus, les échanges au sein du roulement sont principalement pilotés par les résistances de striction, donc par la conduction entre les bagues et les billes. Les strictions définissent l'écart de température entre les bagues du roulement. La température d'injection définit la température moyenne du roulement.

Par ailleurs, plusieurs perspectives de recherche sont possibles à la suite de ces travaux. L'étude a permis le développement d'un modèle thermomécanique fiable et robuste pour les roulements GP et CO. On peut se demander si le modèle est applicable :

- A d'autres types de roulement (roulement à rouleaux par exemple) ;
- A un autre type de lubrification (roulement graissé par exemple) ;
- A un autre type de matériau de billes ;

De plus, les modèles développés peuvent également être complexifiés (le modèle quasi-statique) afin de prendre en compte d'autres interactions (la cage par exemple) et étudier d'autres aspects que les pertes de puissance ou la thermique.

Annexes

Annexe I Analyse des échanges de chaleur au sein du roulement pour différentes température d'injection d'huile.

Les échanges des chaleurs sont analysés à 6500 tr/min pour le roulement GP 6210. Deux températures d'injection sont comparées : 30 et 50°C. Les échanges de chaleur sont regardés au sein du roulement à 2 moments différents : 0s et 2150s.

A.I.1 Huile injectée à 30°C

Tout d'abord, les échanges de chaleur sont étudiés pour une température d'injection égale à 30°C et à 0s sur la Figure A.1. La figure se lit comme suit :

- 6 W sont injectés dans le brouillard d'huile, pertes dues à la traînée ;
- 73 W et 82 W sont injectés au niveau des contacts BE/Bille et BI/Bille, pertes par roulement hydrodynamique et glissement ;
- Par exemple, sur les 73 W injectés au contact BE/Bague, 21 W se répartissent sur le nœud Bille et 52 W se répartissent sur la BE. Sur les 52 W, 2 W sont échangés avec le brouillard d'huile.
- En plus des 21 W sur la bille, 32 W sont ajoutés en provenance des pertes au niveau du contact BI/Bille. 2W sont échangés avec le brouillard d'huile.
- 2 W sont échangés du bloc mesure à l'huile déviée et transmise ;

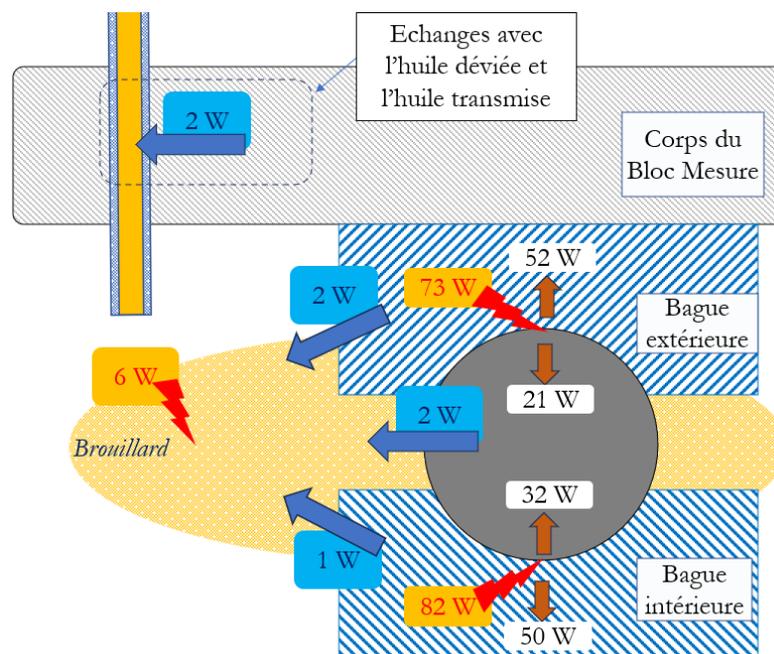


Figure A.1. Échanges de chaleur - 6500 tr/min – $T_{inj} = 30^{\circ}\text{C}$, à 0s

En termes d'analyse, il y a peu d'échange avec l'huile au démarrage, car les températures de l'huile injectée et des bagues sont proches.

Les échanges de chaleur sont désormais étudiés pour une température d'huile injectée de 30°C et à 2100s sur la Figure A.2 :

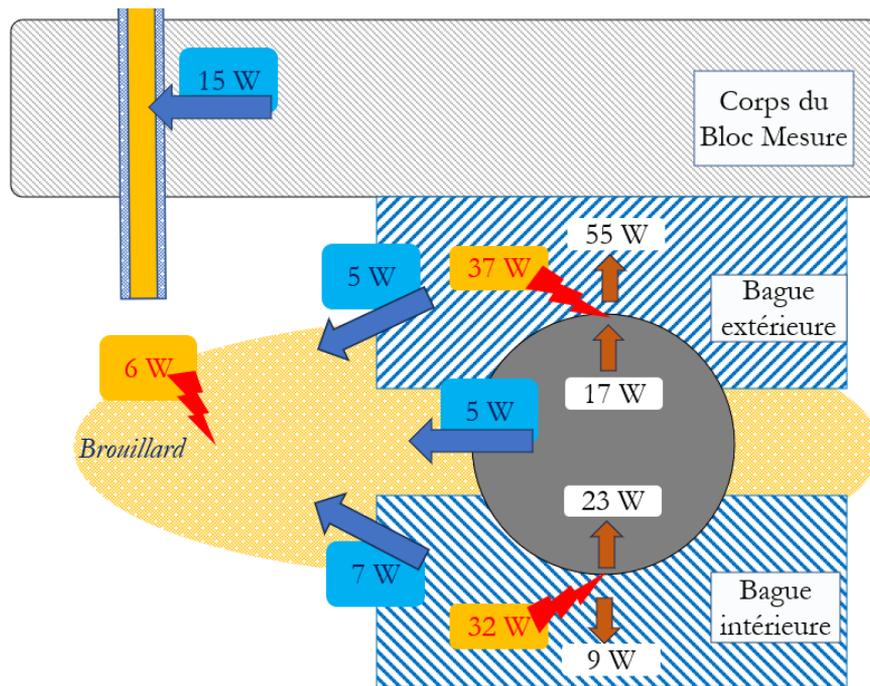


Figure A.2. Échanges de chaleur - 6500 tr/min – $T_{inj} = 30^{\circ}\text{C}$, à 2100 s

- Les échanges de chaleur avec l'huile ont augmenté, car les éléments ont chauffé et l'huile injectée est désormais plus froide que les éléments.
- Il est notable que la bague intérieure et la bille commencent à se stabiliser en température, ainsi les pertes injectées se concentrent principalement vers la bague extérieure, puis vers le corps du bloc mesure.

A.I.2 Huile injectée à 50°C

Les échanges de chaleur sont désormais étudiés pour une température d'huile injectée de 50°C , à 0s sur la Figure A.3 et à $t = 2100\text{s}$ sur la Figure A.4 :

- Dès le démarrage (à $t = 0\text{s}$), l'huile injectée apporte de l'énergie au bloc mesure et au roulement, car la température de l'huile est supérieure à la température des éléments. C'est pourquoi les températures de la BE et de la BI augmentent plus rapidement au démarrage pour une huile injectée à 50°C en comparaison d'une huile injectée à 30°C .
- Lorsque les températures du roulement se stabilisent, l'huile joue alors le rôle de refroidissant, car la température d'huile injectée est plus faible que les éléments du roulement. Il est notable qu'après le même temps d'essai pour l'huile injectée à 30°C et 50°C , les échanges de chaleur avec l'huile sont similaires pour la Bille et la BI. En

revanche, les échanges avec la BE et le bloc mesure sont plus élevés pour une température d'injection de 30°C.

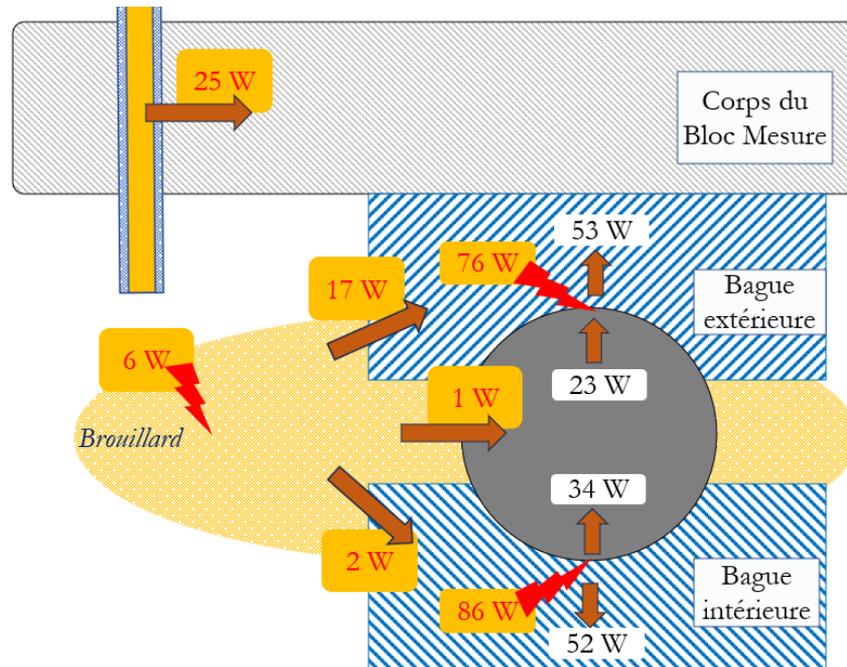


Figure A.3. Échanges de chaleur - 6500 tr/min - $T_{Inj} = 50^{\circ}\text{C}$, à 0 s

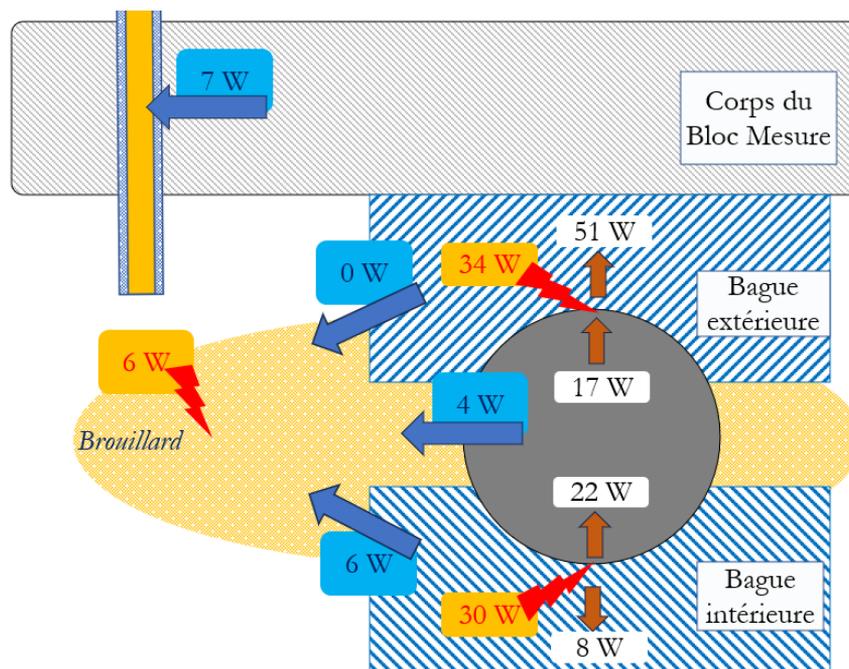


Figure A.4. Échanges de chaleur - 6500 tr/min - $T_{Inj} = 50^{\circ}\text{C}$, à 2100 s

Conclusion

Les différences de température des éléments du roulement pour une huile injectée à 30°C et 50°C peuvent s'expliquer uniquement par la thermique :

- Au démarrage, l'huile chaude apporte de l'énergie à l'ensemble des éléments du roulement. Cela se traduit par des montées en température plus fortes au démarrage.
- Au cours de l'essai, l'huile froide refroidit de manière plus importante la bague extérieure et le bloc mesure. Ce qui se traduit par des températures plus faibles. L'écart de température entre la BE et la BI n'est pas modifié, car les résistances de striction ne sont pas modifiées (la charge appliquée est la même).

Annexe II Analyse des échanges de chaleur pour deux charges radiales différentes

Les échanges de chaleur sont analysés à 8070 tr/min pour le roulement GP 6210. Deux charges radiales sont comparées : 1000 N (Figure A.5) et 3000 N (Figure A.6). Les échanges de chaleur sont étudiés à 1200s. Il en ressort que :

- Les échanges avec l'huile sont similaires pour les deux charges radiales ;
- Les pertes aux contacts sont plus élevées pour une charge radiale de 3000 N ;
- La BI est chauffée de manière similaire à 1000 N et 3000 N. Ceci est dû aux résistances de striction. A 1000 N la résistance de striction entre le contact Bille/BI et la BI vaut 0.47 K/W. A 3000 N, cette résistance vaut 0.28 K/W. Ainsi, plus de chaleur passe par ce contact.
- Le surplus de chaleur à 3000 N passe donc par des résistances de striction plus faible et l'ensemble est transmis au bloc mesure, qui est un élément massif qui peut emmagasiner de la chaleur et qui est refroidi par l'air ambiant. Ainsi, les températures de la BI et la BE sont peu impactées par le surplus de chaleur apporté à 3000 N.

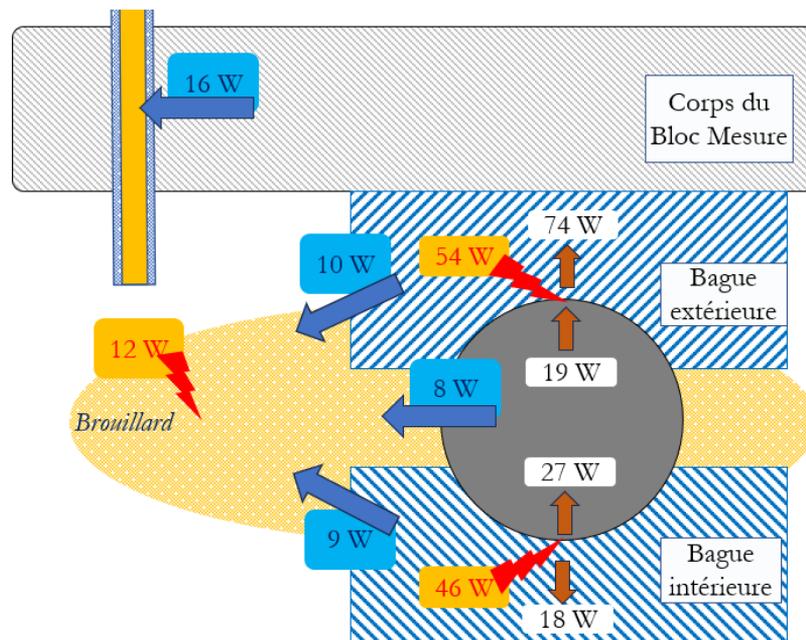


Figure A.5. Échanges de chaleur - 8070 tr/min – $F_r = 1000$ N, à 1200 s

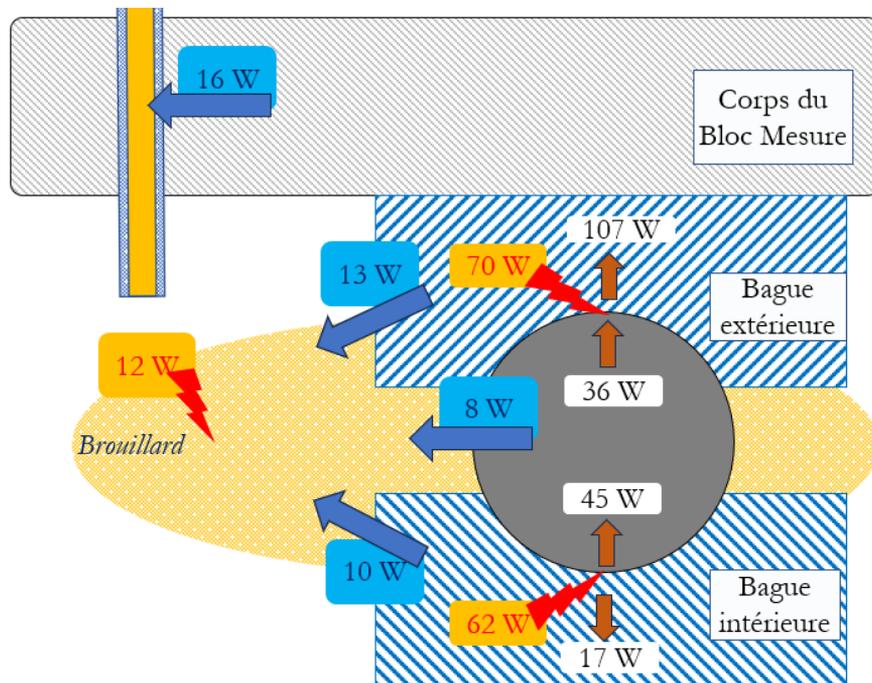


Figure A.6. Échanges de chaleur - 8070 tr/min – $Fr = 3000$ N, à 1200 s

Pour conclure, les températures des éléments du roulement sont peu impactées par une augmentation de la charge radiale, car la chaleur apportée en plus est transmise au carter (le bloc mesure) grâce à des résistances de striction plus élevées. Pour vérifier cela, sur la Figure A.7 est affichée l'évolution des températures à 1000 N et 3000 N en prenant en compte les mêmes résistances de striction à 3000 N que celles calculées à 1000 N. On voit bien que la température de la BI serait surestimée, car la chaleur apportée ne serait pas « évacuée » à l'aide de résistances de striction plus élevées.

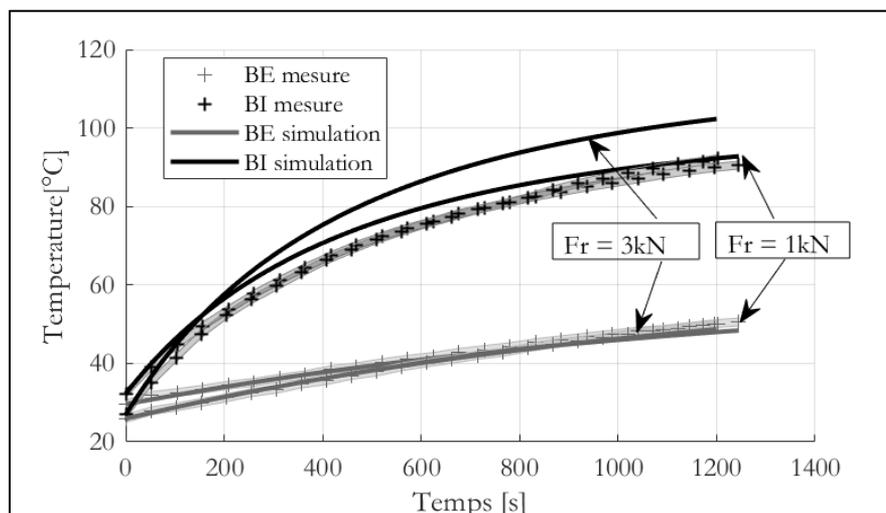


Figure A.7. Comparaison températures simulées – mesurées pour deux charges différentes, à 8070 tr/min, avec des résistances de striction similaires à 1000 N et 3000 N

Annexe III Annexe 3 : Evolution de températures prédites avec les modèles de pertes globaux pour le roulement GP

L'objectif de cette section est d'étudier les prédictions de température obtenues avec les modèles globaux de Harris et SKF, pour le roulement GP. Les pertes de puissance obtenues avec ces modèles sont injectées dans le réseau thermique à « 3 nœuds », comme montré sur la Figure III.6(b).

A.III.1 Modèle de Harris

Il a été montré dans le second chapitre que le modèle de Harris sans modification donne des résultats de pertes de puissance incohérents avec les mesures expérimentales. Avec un paramètre $f_0 = 4$, les températures sont simulées pour plusieurs vitesses sur la Figure A.8 pour la BE et sur la Figure A.9 pour la BI. Il est montré que les températures simulées sont bien supérieures à celles mesurées (jusqu'à 50°C d'écart sur la BI à 8000 tr/min). Cette conclusion est logique, car les pertes injectées sont trop importantes.

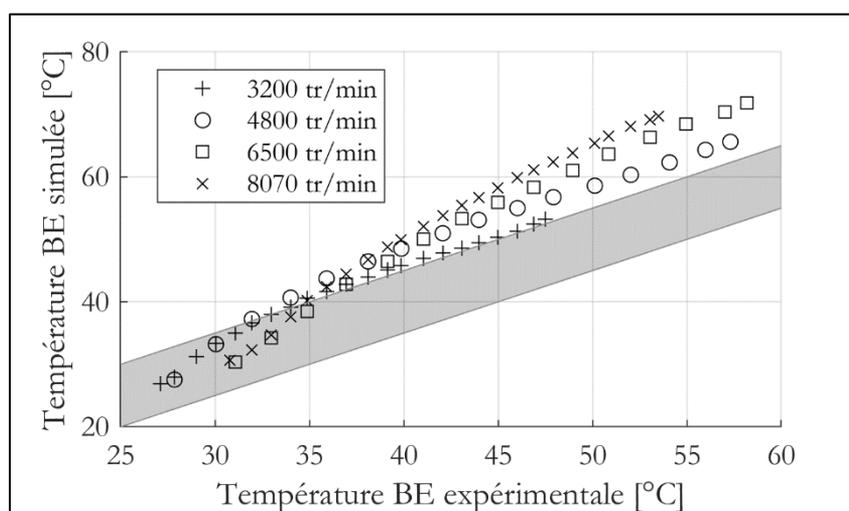


Figure A.8. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris non modifié

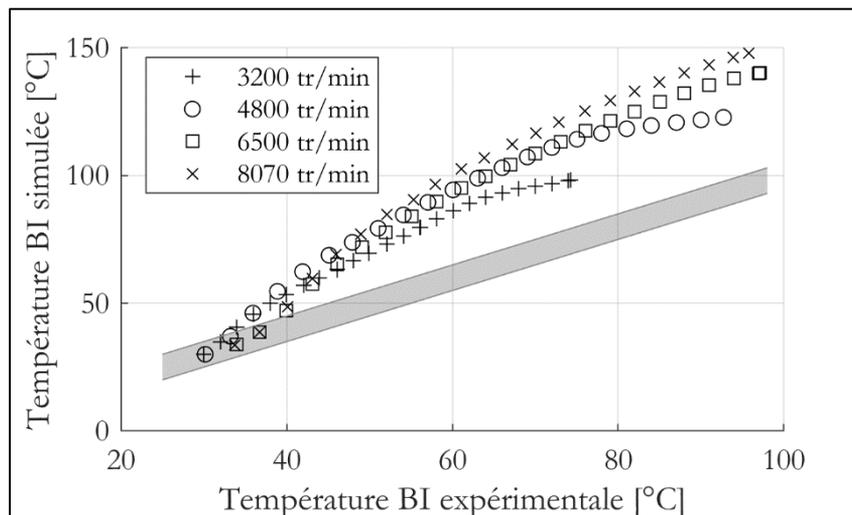


Figure A.9. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris non modifié

A.III.2 Modèle de Harris modifié

Le paramètre f_0 est modifié et vaut 1,35. Les pertes simulées sont en accord avec les pertes mesurées. Ces pertes sont injectées dans le réseau thermique. Les comparaisons entre les pertes simulées et mesurées pour plusieurs vitesses sont montrées sur la Figure A.10 (BE) et sur la Figure A.11 (BI). Les températures simulées sont en totale cohérence avec les températures mesurées. En moyenne, sur l'ensemble des essais, l'erreur est de $1,1^\circ$ sur la BE et $2,8^\circ$ sur la BI.

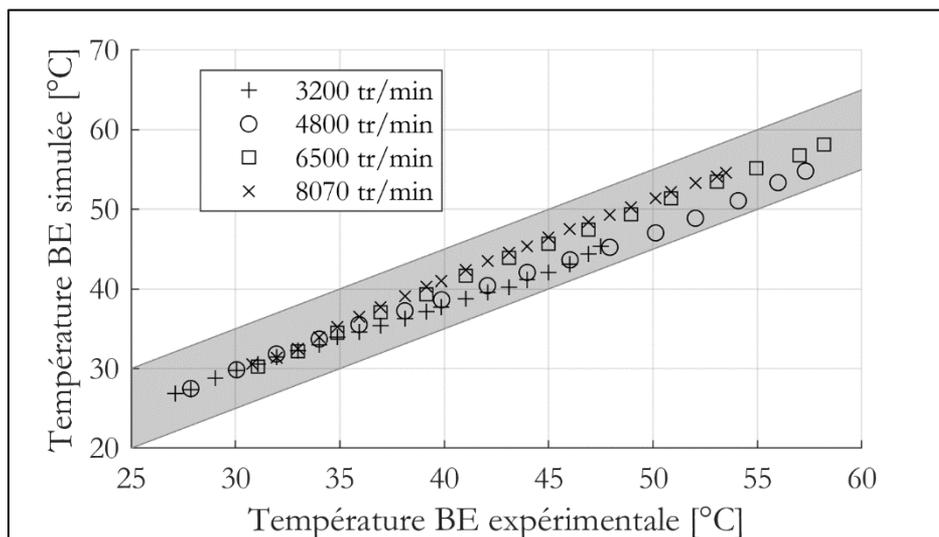


Figure A.10. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris modifié

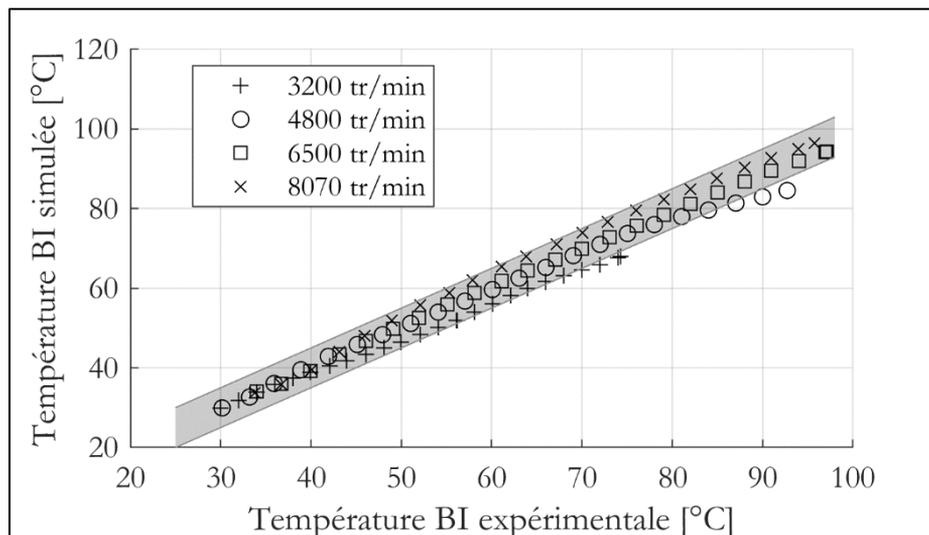


Figure A.11. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris modifié

Par ailleurs, les analyses thermiques réalisées sur le modèle thermique « 5 nœuds » avec le modèle de pertes de puissance développé peuvent également être menées avec les modèles de globaux et un modèle thermique « 3 nœuds ». Sur la Figure A.12, l'évolution des températures simulées et mesurées est affichée pour deux températures d'injection différentes, à 6500 tr/min. Le modèle thermique reproduit correctement la différence de comportement thermique.

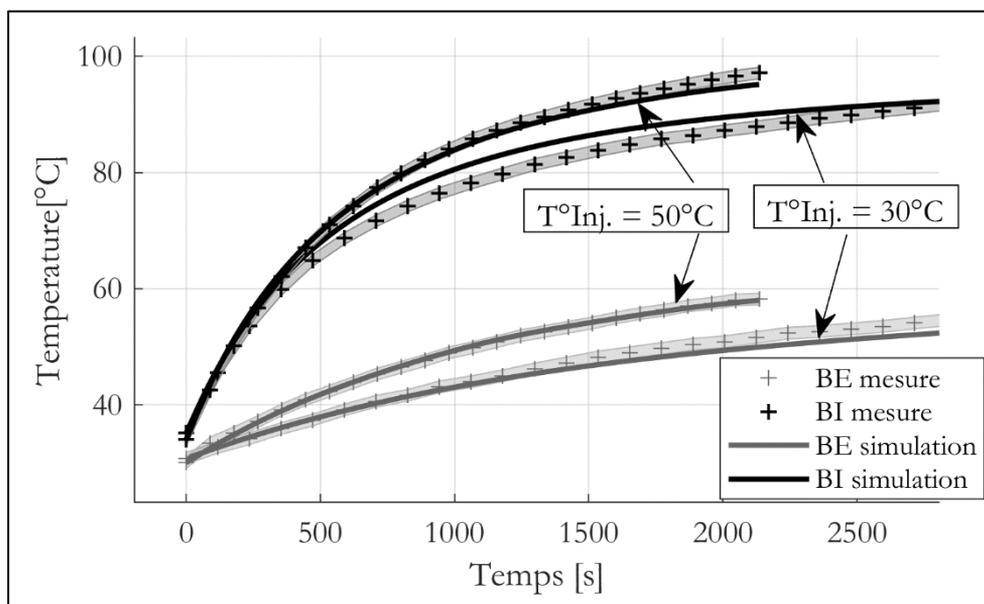


Figure A.12. Comparaison températures simulées – mesurées pour deux températures d'huile injectée, à 6500 tr/min

En revanche, sur la Figure A.13 est affichée la comparaison de pertes de puissance entre le modèle développé et le modèle de Harris, injectées respectivement dans le modèle thermique 5 nœuds et 3 nœuds. Il est montré qu'en temporel, le modèle 3 nœuds ne parvient pas à reproduire correctement l'évolution des pertes de puissance au démarrage. Si l'intérêt de l'étude se porte donc sur cette zone de démarrage, il est plus pertinent d'utiliser une modélisation « 5 nœuds » du roulement et des pertes localisés.

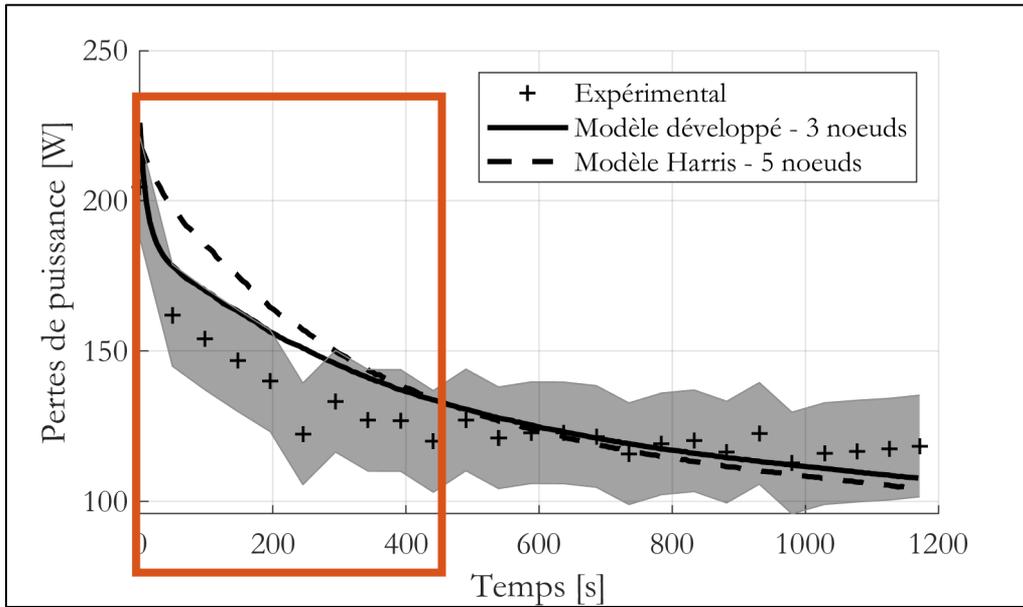


Figure A.13. Comparaison pertes simulées pour le modèle développé – 5 nœuds et le modèle de Harris – 3 nœuds en temporel, à 8070 tr/min

A.III.3 Modèle de SKF

Les pertes simulées avec le modèle de SKF sont intéressantes à basse vitesse mais deviennent surestimées à haute vitesse à cause de la contribution du « drag ». Ces pertes sont injectées dans le réseau thermique « 3 nœuds ». Les températures simulées et mesurées sont affichées sur la Figure A.14 (BE) et la Figure A.15 (BI), pour plusieurs vitesses. Il est notable que la prédiction de température est en adéquation avec les mesures expérimentales à basse vitesse. Lorsque la vitesse augmente, les pertes sont surestimées et donc les températures sont surestimées. C'est particulièrement visible sur la BI, qui est reliée à l'arbre et qui constitue une pièce moins massive que la BE. Les évolutions de température sont donc plus fortement impactées par des variations de pertes de puissance.

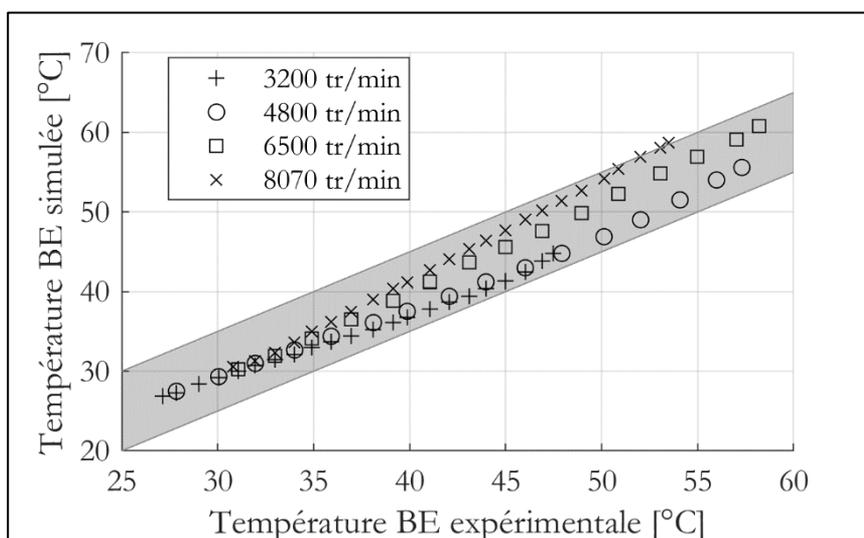


Figure A.14. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF non modifié

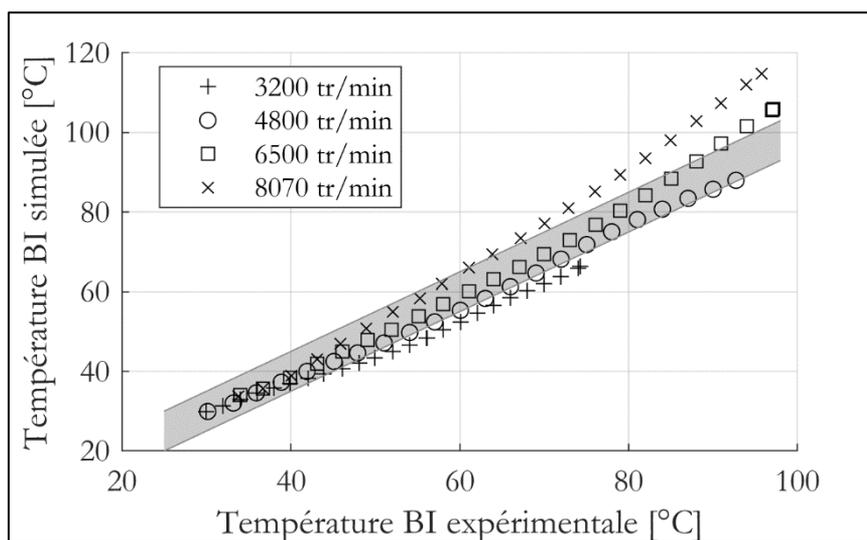


Figure A.15. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF non modifié

A.III.4 Modèle de SKF Modifié

Le modèle de SKF est modifié comme présenté dans le second chapitre. Les températures simulées et mesurées sont affichées sur la Figure A.16 et Figure A.17, pour plusieurs vitesses. Les pertes de puissance injectées avec ce modèle étaient en totale cohérence avec les mesures expérimentales. Ainsi, les températures simulées se trouvent également être en cohérence avec les mesures expérimentales. L'écart moyen sur l'ensemble des essais est seulement de 1°C sur la BE et 2,1° sur la BI.

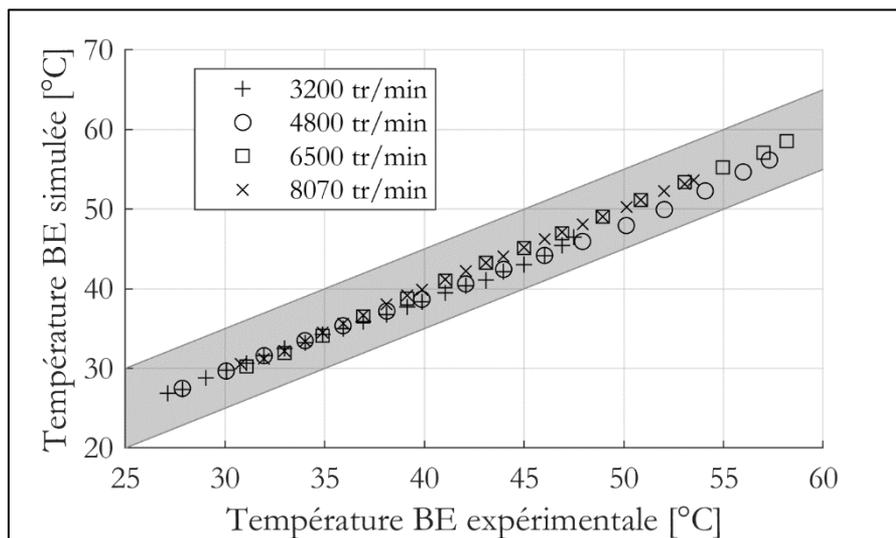


Figure A.16. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF modifié

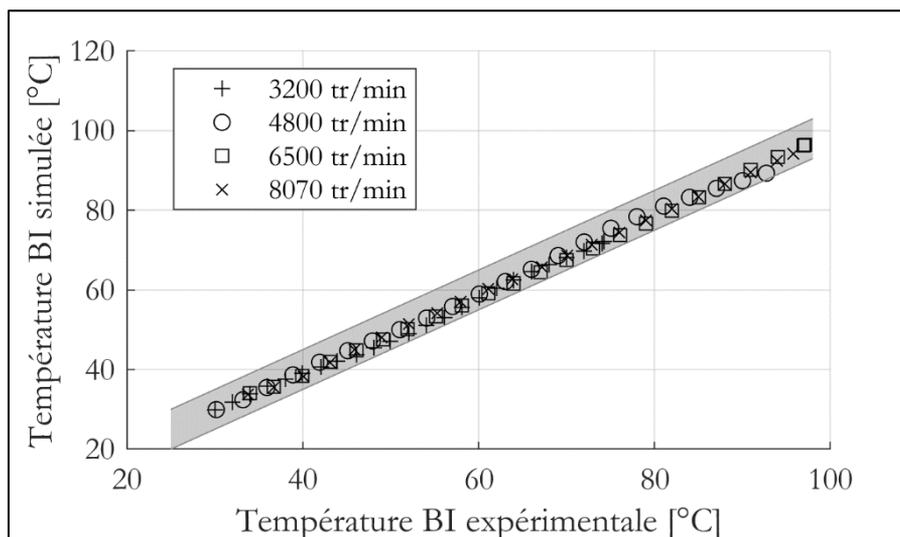


Figure A.17. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF modifié

Annexe IV Prise en compte des effets centrifuges et gyroscopiques

À grande vitesse, lorsque les effets centrifuges et gyroscopiques sont pris en compte, l'analyse de Harris [7] peut être implémentée. Le modèle quasi-statique est alors modifié. Les positions du centre de la bille et des rayons de gorge sont alors modifiées, comme le montre la Figure A.18. Remarque : l'indice o sur la Figure A.18 et la Figure A.19 est remplacé par l'indice e dans les équations pour désigner la bague extérieure.

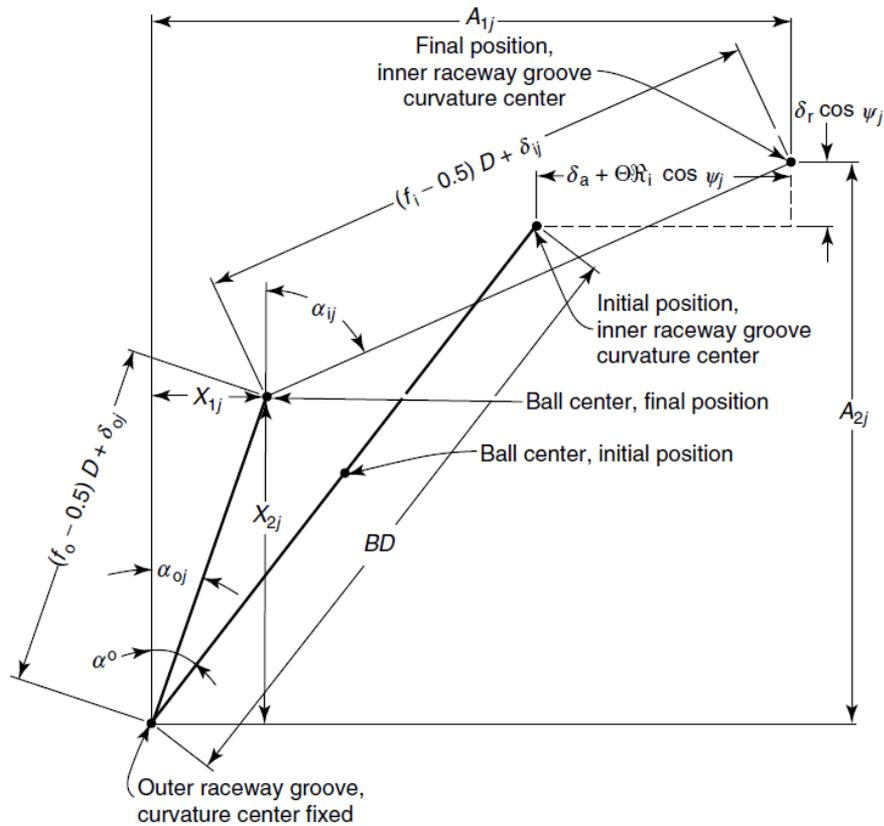


Figure A.18. Positions du centre de la bille et des centres de courbure de la gorge du roulement à la position angulaire ψ_j , avec des efforts centrifuges [7]

D'après la Figure A.18, plusieurs relations géométriques sont obtenues (le paramètre θ , qui représente la déflexion de l'arbre, est négligé) :

$$\begin{cases} A_{1j} = A \sin \alpha^0 + \delta_a \\ A_{2j} = A \cos \alpha^0 + \delta_r \cos \psi_j \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

$$\begin{cases} \cos \alpha_{ej} = \frac{X_{2j}}{(f_e - 0.5)D + \delta_{ej}} \\ \sin \alpha_{ej} = \frac{X_{1j}}{(f_e - 0.5)D + \delta_{ej}} \\ \cos \alpha_{ij} = \frac{A_2 - X_{2j}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} \\ \sin \alpha_{ij} = \frac{A_{1j} - X_{1j}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ii}} \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

$$\begin{cases} (A_{1j} - X_{1j})^2 + (A_{2j} - X_{2j})^2 - [(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}]^2 = 0 \\ X_{1j}^2 + X_{2j}^2 - [(f_e - 0.5)D + \delta_{ej}]^2 = 0 \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

Les charges considérées sur chaque bille sont représentées sur la Figure A.19. Il est estimé que le moment gyroscopique est compensé par les efforts de glissement. Les variables λ_i et λ_e qui apparaissent dans les calculs présentés, sont finalement prises égales à 1.

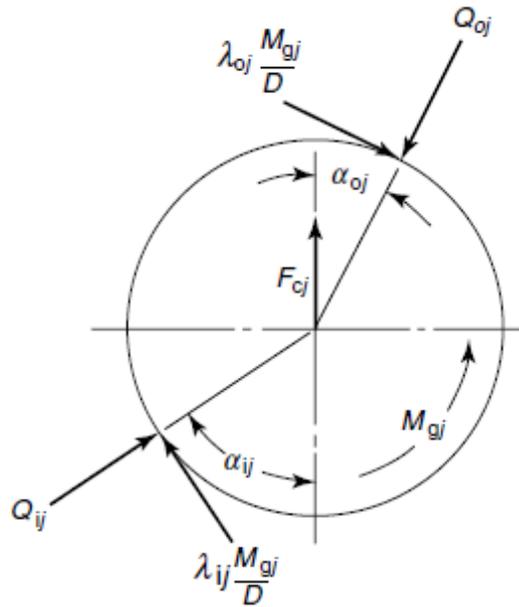


Figure A.19. Charges appliquées sur une bille, avec effets centrifuges et gyroscopiques [7]

Sur chaque bille, l'équilibre des forces s'écrit donc :

$$Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{ej} \sin \alpha_{oj} - \frac{M_{gj}}{D} (\lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} - \lambda_{ej} \cos \alpha_{ej}) = 0 \quad (\text{A.4})$$

$$Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{ej} \cos \alpha_{ej} - \frac{M_{gj}}{D} (\lambda_{ij} \sin \alpha_{ij} - \lambda_{ej} \sin \alpha_{ej}) + F_{cj} = 0 \quad (\text{A.5})$$

Ainsi, pour chaque bille, il y a 4 inconnues : X_{1j} , X_{2j} , δ_{ij} and δ_{ej} . Ces quatre inconnues dépendent principalement de deux dernières inconnues δ_a et δ_r . Il manque deux équations pour résoudre le système, il s'agit de l'équilibre global du roulement :

$$F_a = \sum_{j=1}^{j=Z} \left(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - \frac{M_{gj}}{D} \lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} \right) \quad (\text{A.6})$$

$$F_r = \sum_{j=1}^{j=Z} \left(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + \frac{M_{gj}}{D} \lambda_{ij} \sin \alpha_{ij} \right) \cos \psi_j \quad (\text{A.7})$$

Les 2 inconnues globales (δ_a et δ_r) et les $4 * Z$ inconnues locales (X_{1j} , X_{2j} , δ_{ij} and δ_{ej}) sont alors résolus simultanément afin d'aboutir à l'équilibre du système.

Annexe V Evolution des températures prédites avec les modèles de pertes globaux pour le roulement CO

L'objectif de cette section est d'étudier les prédictions de température obtenues avec les modèles globaux de Harris et SKF, pour le roulement CO. Les pertes de puissance obtenues avec ces modèles sont injectées dans le réseau thermique à « 3 nœuds ».

A.V.1 Modèle de Harris

Il a été montré que le modèle de Harris sans modification donne des résultats de pertes de puissance incohérents avec les mesures expérimentales. Avec un paramètre $f_0 = 6,6$, les températures sont simulées pour plusieurs vitesses sur la Figure A.20 pour la BE et sur la Figure A.21 pour la BI. Il est montré que les températures simulées sont bien supérieures à celles mesurées (jusqu'à 60°C d'écart sur la BI à 8070 tr/min). Cette conclusion est logique car les pertes injectées sont trop importantes.

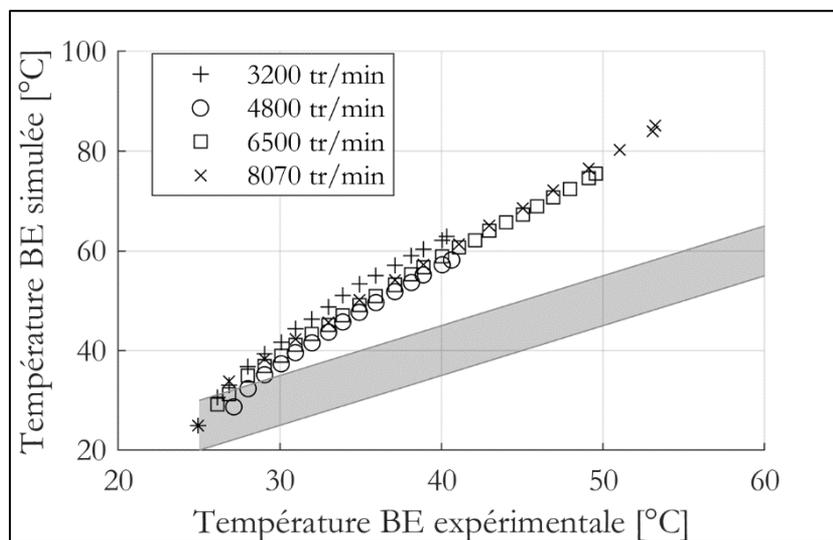


Figure A.20. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris non modifié

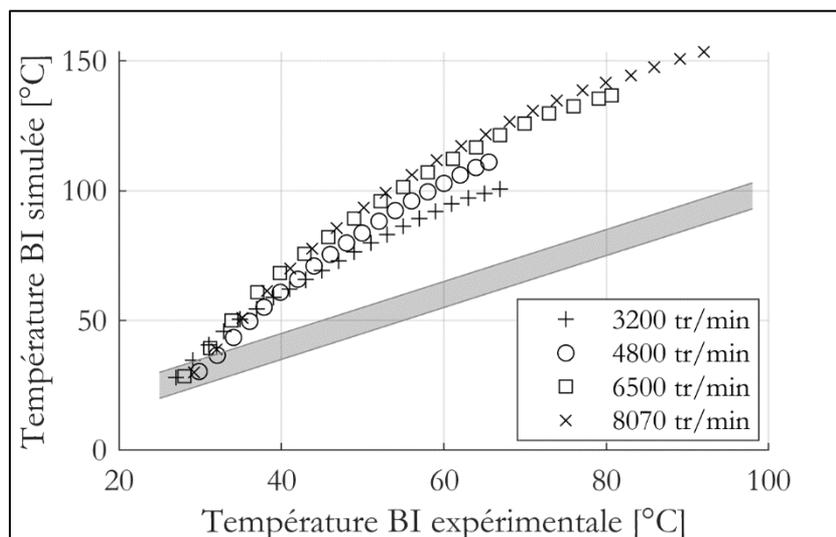


Figure A.21. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris non modifié

A.V.1.1 Modèle de Harris modifié

Le paramètre f_0 est modifié et vaut 1,65. Les pertes simulées sont en accord avec les pertes mesurées. Ces pertes sont injectées dans le réseau thermique. Les comparaisons entre les pertes simulées et mesurées pour plusieurs vitesses sont montrées sur la Figure A.22 pour la BE et sur la Figure A.23 pour la BI. Les températures simulées sont en totale cohérence avec les températures mesurées. En moyenne, sur l'ensemble des essais, l'erreur est de $1,1^\circ$ sur la BE et 2° sur la BI.

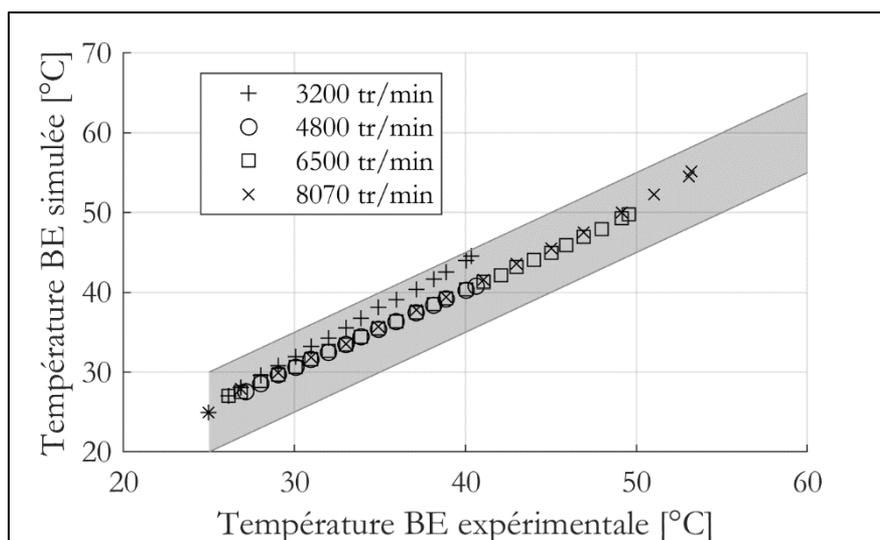


Figure A.22. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris modifié

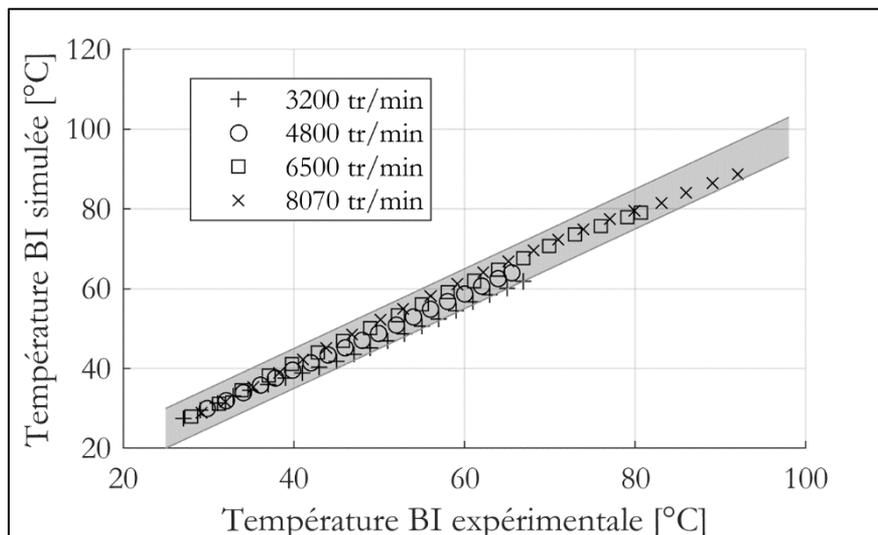


Figure A.23. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de Harris modifié

A.V.1.2 Modèle de SKF

Les pertes simulées avec le modèle de SKF sont surestimées à cause des effets gyroscopiques et du « drag ». Ces pertes sont injectées dans le réseau thermique « 3 nœuds ». Les températures simulées et mesurées sont affichées sur la Figure A.24 pour la BE et la Figure A.25 pour la BI, pour plusieurs vitesses. Les températures sont très fortement surestimées et totalement incohérentes.

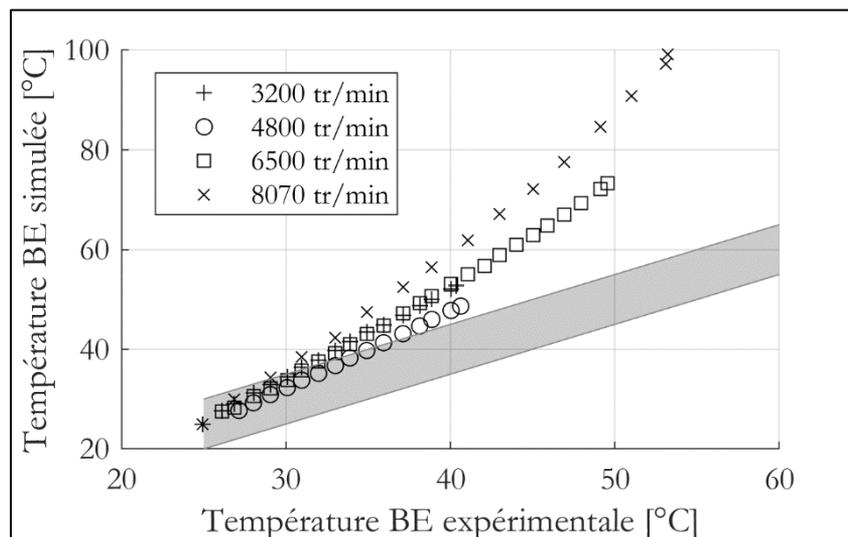


Figure A.24. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF non modifié

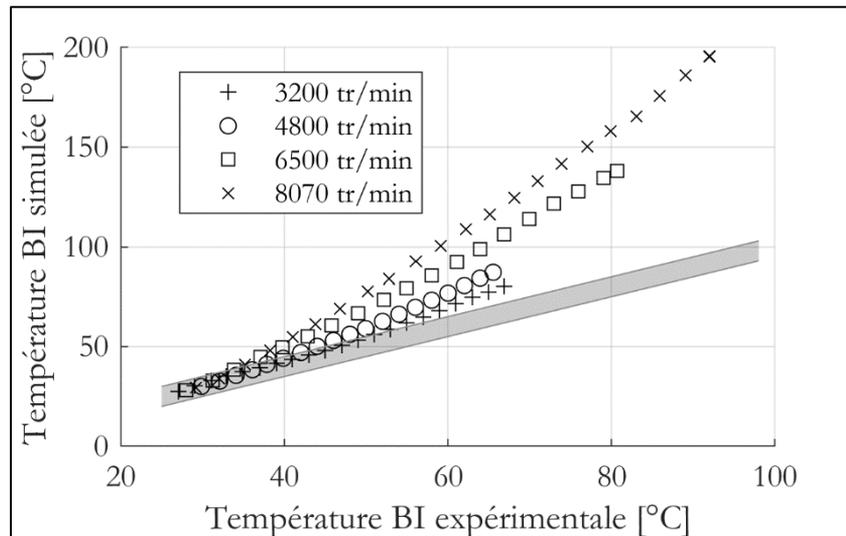


Figure A.25. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF non modifié

A.V.1.3 Modèle de SKF Modifié

Le modèle de SKF est modifié comme expliqué dans le Chapitre IV. Les températures simulées et mesurées sont affichées sur la Figure A.26 et sur la Figure A.27, pour plusieurs vitesses. Les pertes de puissance injectées étant plus cohérentes, les températures simulées se trouvent également être en cohérence avec les mesures expérimentales. L'écart moyen sur l'ensemble des essais est de 2°C sur la BE et 3,9° sur la BI, ce qui est moins performant que les résultats obtenus en GP. Les principaux écarts de température sont dus à des écarts de prédiction de pertes lorsque la charge radiale est modifiée.

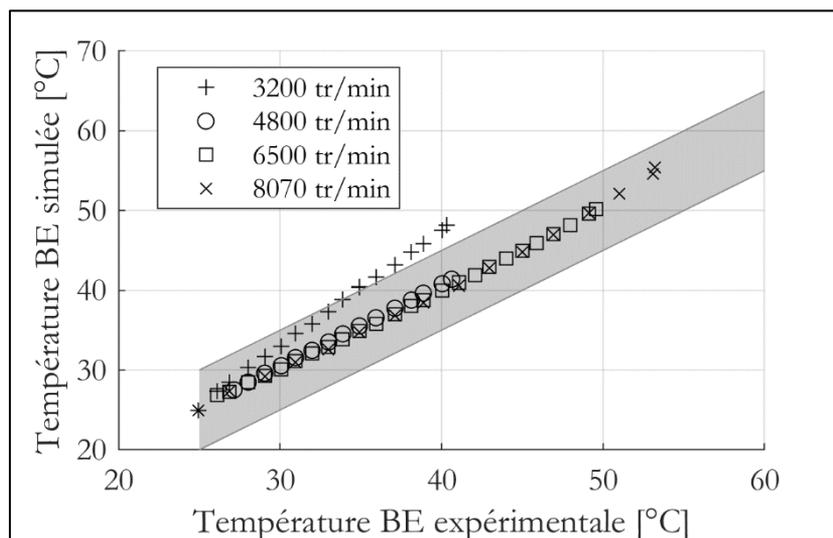


Figure A.26. Comparaison températures BE simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF modifié

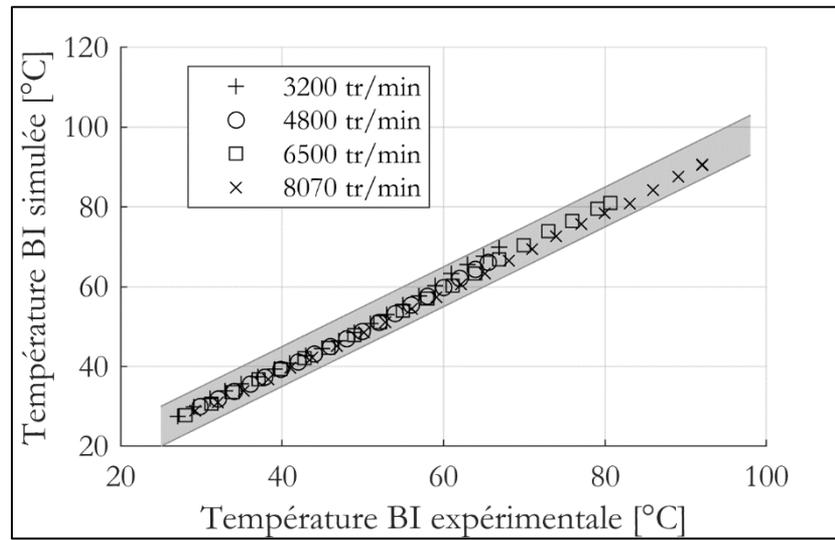


Figure A.27. Comparaison températures BI simulées – mesurées pour plusieurs vitesses, avec le modèle de SKF modifié

Annexe VI Démonstration de la formulation du f_0 à partir du modèle local

La formulation du roulement hydrodynamique en EHD sur une bille est considérée à partir de [63] :

$$F_{RH_{EHD}} = 2,86 E_{eq} R_x^2 G^{*0.022} U^{*0.66} W^{*0.47} k^{0.35} \quad (\text{A.8})$$

Avec :

$$U^* = \frac{v_r \eta}{E' R_x} \quad (\text{A.9})$$

$$G^* = \alpha_p E' \quad (\text{A.10})$$

$$W^* = \frac{Q_{n_j}}{E' R_x^2} \quad (\text{A.11})$$

$$k = \frac{R_y}{R_x} \quad (\text{A.12})$$

$$R_{x_i} = \frac{D}{2} (1 - \gamma) \quad (\text{A.13})$$

$$R_{x_e} = \frac{D}{2} (1 + \gamma) \quad (\text{A.14})$$

$$R_y = \frac{f D}{2f - 1} \quad (\text{A.15})$$

Les pertes sur un contact sont définies à partir de :

$$P_{RH} = 2 * F_{RH} * v_r \quad (\text{A.16})$$

Avec :

$$v_r = \frac{d_m}{4} N \frac{\pi}{30} (1 - \gamma^2) \quad (\text{A.17})$$

En développant (A.8) avec (A.9)-(A.17), la perte de puissance sur chaque contact n de chaque bille j s'écrit :

$$P_{RH_{jn}} = 2 * 2,86 E_{eq}^{-0.108} R_x^{0.4} k^{0.35} \alpha_p^{0.022} v_r^{1.66} \eta^{0.66} Q_{n_j}^{0.47} \quad (\text{A.18})$$

On pose une première constante qui dépend du matériau :

$$C_{Mat} = E_{eq}^{-0.108} \alpha_p^{0.022} \quad (\text{A.19})$$

Les pertes sont additionnées sur la BI et la BE pour obtenir la perte sur chaque bille j :

$$P_{RHj} = 2 * 2,86 C_{Mat} v_r^{1,66} \eta^{0,66} Q_{n_j}^{0,47} (R_{x_i}^{0,4} k_i^{0,35} + R_{x_e}^{0,4} k_e^{0,35}) \quad (A.20)$$

Après développement et en posant :

$$C_1 = \left[(1 - \gamma)^{0,4} \left(\frac{2f_i}{2f_i - 1} * \frac{1}{(1 - \gamma)} \right)^{0,35} + (1 + \gamma)^{0,4} \left(\frac{2f_e}{2f_e - 1} * \frac{1}{(1 + \gamma)} \right)^{0,35} \right] \quad (A.21)$$

On obtient la puissance générée totale sur une bille j :

$$P_{RHj} = \frac{2 * 2,86}{4^{1,66} 2^{0,4}} \left(\frac{\pi}{30} \right)^{1,66} C_{Mat} (d_m N (1 - \gamma^2))^{1,66} \eta^{0,66} Q_{n_j}^{0,47} D^{0,4} C_1 \quad (A.22)$$

Il faut alors additionner les pertes sur chaque bille :

$$P_{RH} = \frac{2 * 2,86}{4^{1,66} 2^{0,4}} \left(\frac{\pi}{30} \right)^{1,66} C_{Mat} d_m^{1,66} N^{1,66} (1 - \gamma^2)^{1,66} \eta^{0,66} D^{0,4} C_1 \left(\sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j}^{0,47} \right) \quad (A.23)$$

La dernière difficulté concerne le calcul de la somme des charges :

$$\sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j}^{0,47} = \sum_{j=1}^{j=Z} \left[\frac{F_r}{Z * J_r(\varepsilon)} f(\varepsilon, \psi)^{1,5} \right]^{0,47} = \left(\frac{F_r}{Z * J_r(\varepsilon)} \right)^{0,47} \sum_{j=1}^{j=Z} f(\varepsilon, \psi)^{0,708} \quad (A.24)$$

Et :

$$\sum_{j=1}^{j=Z} f(\varepsilon, \psi)^{0,708} = Z * 0,3458 \text{ pour } \varepsilon = 0,5, \text{ ce qui représente une répartition de la charge radiale sur la moitié des billes.} \quad (A.25)$$

$$J_r(\varepsilon) = 0,2288 \quad (A.26)$$

Ce qui donne :

$$\sum_{j=1}^{j=Z} Q_{n_j}^{0,47} = F_r^{0,47} Z^{0,53} * 0,6916 \quad (A.27)$$

La perte de puissance totale générée dans le roulement s'écrit finalement :

$$P_{RH} = \frac{2 * 2,86 * 0,6916}{4^{1,66} 2^{0,4}} \left(\frac{\pi}{30} \right)^{1,66} C_{Mat} d_m^{1,66} N^{1,66} (1 - \gamma^2)^{1,66} \eta^{0,66} D^{0,4} C_1 F_r^{0,47} Z^{0,53} \quad (A.28)$$

Les pertes calculées avec le modèle de Harris s'écrivent :

$$P_{Harris} = f_0 10^1 * dm^3 * N^{1,66} * v^{0,66} * \frac{\pi}{30} \quad (A.29)$$

On pose alors :

$$P_{Harris} = P_{RH} \quad (A.30)$$

En arrangeant les termes, le paramètre f_0 vaut alors :

$$f_0 = \frac{P_{RH}}{10^{-1} * dm^3 * N^{1,66} * v^{0,66} * \frac{\pi}{30}} \quad (A.31)$$

Après développement :

$$f_0 = \frac{\frac{2 * 2,86 * 0,6916}{4^{1,66} 2^{0,4}} \left(\frac{\pi}{30}\right)^{1,66} C_{Mat} d_m^{1,66} N^{1,66} (1 - \gamma^2)^{1,66} \eta^{0,66} D^{0,4} C_1 F_r^{0,47} Z^{0,53}}{10^{-1} * dm^3 * N^{1,66} * v^{0,66} * \frac{\pi}{30}} \quad (A.32)$$

Et en posant :

$$Cst = \frac{2 * 2,86 * 0,6916}{4^{1,66} 2^{0,4} 10^{-1}} \left(\frac{\pi}{30}\right)^{0,66} (10^{-6})^{0,66} C_{Mat} * \rho^{0,66} C_1 (1 - \gamma^2)^{1,66} \gamma^{0,4} \quad (A.33)$$

Le paramètre f_0 vaut :

$$f_0 = Cst d_m^{-0,94} F_r^{0,47} Z^{0,53} \quad (A.34)$$

La charge radiale est alors imposée à 12% du C_0 . L'objectif ici est de calculer la charge radiale équivalente qui permet d'avoir une perte de puissance calculée uniquement en EHD et sur les billes chargées équivalente à une perte de puissance calculée avec le modèle développé (EHD sur billes chargées + IVR sur billes non chargées). Ainsi, d'après la Figure III.18, lorsque la charge radiale appliquée sur le roulement GP vaut $\sim 4\%$ du C_0 , les pertes par roulement hydrodynamique sur les billes non chargées représentent environ 40%. On veut donc multiplier par ~ 1.7 les pertes de puissance en EHD lorsque la charge radiale appliquée vaut $\sim 4\%$ de C_0 . La force radiale à appliquer vaut donc environ : $4 * 1,7^{\frac{1}{0,47}} \% C_0 \sim 12\% C_0$:

$$Fr = 12\% C_0 \quad (A.35)$$

Finalement, le paramètre f_0 vaut :

$$f_0 = Cst d_m^{-0,94} C_0^{0,47} Z^{0,53} \quad (A.36)$$

$$Cst = \frac{2 * 2,86 * 0,6916 * 0,12^{0,47}}{4^{1,66} 2^{0,4} 10^{-1}} \left(\frac{\pi}{30}\right)^{0,66} (10^{-6})^{0,66} C_{Mat} * \rho^{0,66} C_1 (1 - \gamma^2)^{1,66} \gamma^{0,4} \quad (A.37)$$

Le paramètre Cst peut être simplifié en posant des hypothèses sûres :

- Le matériau ;
- La géométrie interne du roulement ;

Annexe VII Démonstration de la formulation du paramètre f_0 à partir du modèle de SKF

A partir du « rolling » de SKF :

$$G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54} (vN)^{0,6} \quad (\text{A.38})$$

On pose alors :

$$G_{rr} = M_0 \quad (\text{A.39})$$

Le paramètre f_0 s'écrit alors :

$$f_0 = \frac{P_{RH}}{10^{-7} * d_m^3 * N^{0,66} * v^{0,66}} \quad (\text{A.40})$$

$$f_0 = \frac{R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54} (vN)^{0,66}}{10^{-7} * d_m^3 * N^{0,66} * v^{0,66}} \quad (\text{A.41})$$

A haute température et pour des vitesses modérées :

$$\frac{(vN)^{0,6}}{N^{0,66} * v^{0,66}} \sim 2 \quad (\text{A.42})$$

La force radiale est limitée à 10% de C_0 . Ainsi, il en résulte que :

$$f_0 = \frac{R_1 (0,1 C_0)^{0,54}}{10^{-7} * d_m^{1,04}} \quad (\text{A.43})$$

Bibliographie

-
- [1] Holmberg K., Erdemir A., “Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions,” *Friction*, 2017, 5, pp. 263-284.
 - [2] Bakolas V., Roedel P., Koch O. & Pausch M., “A First Approximation of the Global Energy Consumption of Ball Bearings,” *Tribology Transactions*, 2021, 64(5), pp. 883-890.
 - [3] Pouly F., “Modélisation thermomécanique d’un roulement à billes grande vitesse,” Doctoral Thesis, INSA Lyon, Université de Lyon, 2010.
 - [4] Niel D., Changenet C., Ville F., and Octrue M., “Thermomechanical Study of High Speed Rolling Element Bearing: A Simplified Approach,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, 2018, 233(4), pp. 541–552.
 - [5] Norme ISO 76, “Rolling bearings - Static load ratings,” 2000.
 - [6] Brewe D. E. and Hamrock B. J., “Simplified solution for point contact deformation between two elastic solid,” *NASA Tech. Pap.*, 1976.
 - [7] Harris T. A., “Rolling Bearing Analysis,” Wiley, Fourth Edi. 2001.
 - [8] Guay P., “Roulements –Calculs,” *Tech. l’Ingénieur*, BM5371 V2, 2015.
 - [9] Popescu A. and Olaru D.N., “Influence of lubricant on the friction in an angular contact ball bearing under low load conditions,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, 724.
 - [10] Bălan M.R.D., Houpert L., Tufescu A., Olaru D.N., “Rolling Friction Torque in Ball-Race Contacts Operating in Mixed Lubrication Conditions,” *Lubricants*, 2015, 3, pp. 222-243.
 - [11] Houpert L., “Ball bearing and tapered roller bearing torque: analytical, numerical and experimental results,” *Tribology Transactions*, 2002, vol. 45, pp. 345-353.
 - [12] Gupta K., “Advanced dynamics of rolling elements,” Springer-Verlag, New York, 1984, p. 295.
 - [13] Hertz H., “Uber die berührung fester elasticcher körper,” *J. Reine und angew. Math.*, 1881, vol. 92, pp. 156–171.
 - [14] Heathcote H. L., “The ball bearing: in the making, under test and on service,” *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, 1920, 15, pp. 569–702.
 - [15] Poritsky H., Hewlett C. W. Jr. and Coleman R. E., “Sliding Friction of Ball Bearings of the Pivot Type,” *ASME. Journal of applied Mechanics*, 1947, 14(4), pp. 261-268.
 - [16] Johnson K. L., “The Influence of Elastic Deformation Upon the Motion of a Ball Rolling Between Two Surfaces,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1959, 173(1), pp. 795-810.

- [17] Jones A. B., "Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings," ASME. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1), pp. 1–12.
- [18] Harris T. A., "An analytical method to predict skidding in thrust loaded, angular-contact ball bearings," ASME Trans. J. Lubrication Technol., 1971, 93(1), pp. 17–24.
- [19] Harris T. A., "Ball motion in thrust-loaded, angular-contact bearings with coulomb friction," ASME Trans. J. Lubrication Technol., 1971, 93(1), pp. 32-38.
- [20] Dusserre-Telmon G., Nelias D., "Contrôle partagé de la bille entre la bague intérieure et la bague extérieure," Revue Francaise de Mécanique, 1994, 2, pp. 155 – 165.
- [21] Schaeffler, "Lubrication of Rolling Bearings," 2013, no. Mars.
- [22] NTN-SNR, "Industry Lubrication," 2020.
- [23] Ayel J., "Lubrifiants - Propriétés et caractéristiques," Tech. l'ingénieur, 1996.
- [24] ASTM D 341-93, "Standard viscosity–temperature charts for liquid petroleum products," ASTM International, 1998.
- [25] Barus C., "Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity," American Journal of Science, 1893, 45, pp. 87-96.
- [26] Stribeck R., "Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 100 PS.," VDI Zeitschrift, 1902, 182, pp. 262-280.
- [27] Dowson D., "History of Tribology," London : Longman, 1979.
- [28] Marian M., Bartz M., Wartzack S., Rosenkranz A., "Non-Dimensional Groups, Film Thickness Equations and Correction Factors for Elastohydrodynamic Lubrication: A Review," Lubricants, 2020, 8(10).
- [29] Reynolds O., "On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil," Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1886, 177, pp. 157-234.
- [30] Querlioz E., " Etude de la durée de vie des contacts sous-alimentés en lubrifiant," Thèse Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2007.
- [31] Dowson, D. and Higginson G. R., "A Numerical Solution to the Elasto-Hydrodynamic Problem," J. Mech. Eng. Sci., 1959, 1(1), pp. 6–15.
- [32] Hamrock B. J., and Dowson D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts - Part 1 - Theoretical Formulation," J. Lubr. Technol., 1976, 98(2), pp. 223–228.
- [33] Greenwood J.A., "Presentation of Elastohydrodynamic Film-Thickness Results," J. Mech. Eng. Sci., 1969, 11(2), pp. 128–132

-
- [34] Johnson K.L., “Regimes of elastohydrodynamic lubrication,” *J. Mech. Eng. Sci.*, 1970, 12(1), pp. 9–16.
- [35] Lubrecht A.A., “The Numerical Solution of the Elastohydrodynamically Lubricated Line- and Point Contact Problem, Using Multigrid Techniques,” Ph.D. Thesis, University of Twente, 1987.
- [36] Chittenden R.J., Dowson D., Dunn J.F., Taylor C.M., “A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts. I. Direction of lubricant entrainment coincident with the major axis of the Hertzian contact ellipse,” *Proc. R. Soc. Lond. A*, 1985, 397, pp. 245–269.
- [37] Chittenden R. J., Dowson D., Dunn J.F., Taylor C. M., “A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts, part II: general case, with lubricant entrainment along either principal axis of the Hertz contact ellipse or at some intermediate angle,” *Proc. R. Soc. Lond. A*, 1985, 397, pp. 271-294.
- [38] Nijenbanning G., Venner C.H., Moes H., “Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts,” *Wear*, 1994, 176(2), pp. 217–229
- [39] Dalmaz G, Chaomleffel J-P, Vergne P., “An exploration of the elastohydrodynamic—hydrodynamic transition through film thickness measurements in rolling point contacts,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology.*, 2009, 223(3), pp. 529-540.
- [40] Moes, H., “Communications. In Proceedings of the Symposium on Elastohydrodynamic Lubrication,” London, UK, 1965, pp. 244–245.
- [41] Moes, H., “Optimum Similarity Analysis with applications to Elastohydrodynamic Lubrication,” *Wear*, 1992, 59(1), pp.57–66.
- [42] Venner C.H., Lubrecht A.A., “Multigrid techniques: A fast and efficient method for the numerical simulation of elastohydrodynamically lubricated point contact problems,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.* 2000, 214(1), pp. 43–62.
- [43] Cheng H., “A Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptical Contact,” *ASME Trans. J. Lubr. Technol.*, 1970, 92(1), pp. 155–162.
- [44] Sadeghi F., Dow T. A., “Thermal effects in rolling/sliding contacts: part II - analysis on thermal effects in fluid film,” *Transactions of the ASME, Journal of tribology*, 1987, 109(3), pp. 512-517.
- [45] Sadeghi F., Dow T. A., Johnson R. R., “Thermal effects in rolling/sliding contacts: part III - approximate method for prediction of mid-film temperature and sliding traction,” *Transactions of the ASME, Journal of tribology*, 1987, 109(3), pp. 519 – 523.
- [46] Dowson D., Higginson G. R., “Elasto hydrodynamic lubrication – the fundamentals of roller and gear lubrication.” Pergamon Press, Oxford,1966.

- [47] Wedeven L. D., "Effect of starvation on film thickness and traction under elastohydrodynamic rolling and sliding conditions," Nasa Technical Paper. 1975, p. 36.
- [48] Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F., Dalmaz G., "Film thickness in starved EHL point contact," Transactions of the ASME, Journal of tribology, 1998, 120(1), pp. 126 - 133.
- [49] Damiens B., Venner C. H., Cann P. M. E., Lubrecht A. A., "Starved lubrication of elliptical EHD contacts," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 2004, 126(1), pp. 105 - 111.
- [50] Cann P. M. E., Damiens B., Lubrecht A. A., "The transition between fully flooded and starved regimes in EHL," Tribology International, 2004, 37(10), pp. 859 – 864.
- [51] Olaru D. N., Gafitanu M.D., "Starvation in ball bearings," Wear, 1993, 170(2), pp. 219-234.
- [52] Niel D., "Etude Du Comportement Thermomécanique de Paliers à Roulements Pour Une Application Hautes Vitesses," Doctoral Thesis, INSA Lyon, Université de Lyon, 2019.
- [53] Nelias D., Sainsot P. and Flamand L., "Power Loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads," Tribology Transactions, 1994, 37(1), pp. 83-90.
- [54] Ree T., Eyring H., "Theory of non newtonian flow. Part I: Solid plastic system," Journal of applied physics, 1955, 26, pp. 793 - 800.
- [55] Ree T., Eyring H., "Theory of non newtonian flow. Part II: Solution system of high polymers," Journal of applied physics, 1955, 26, pp. 800 - 809.
- [56] Diab Y., "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles," Doctoral Thesis, INSA Lyon, Université de Lyon, 2005.
- [57] Diab Y., Ville F., Velez P., "Prediction of power losses Due to tooth friction in gears," Tribol. Trans., 2006, 49(2), pp. 260–270.
- [58] Quiban R., Grenet De Bechillon N., Touret T., et al., "On the interest of a semi-empirical model for the tooth friction coefficient in gear transmissions," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(12), pp. 2654-2663.
- [59] Houpert L., (1999). "Numerical and Analytical Calculations in Ball Bearing," ESA-SP, 1999, 438, p.283.
- [60] Townsend D. P., Allen C. W., Zaretsky E. V., "Study of ball bearing torque under elastohydrodynamic lubrication," Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1974, 96(4), pp. 561 - 570.

-
- [61] Zhou R. S. and Hoeprich M. R, "Torque of Tapered Roller Bearings," ASME. Journal of Tribology, 1991, 113(3), pp. 590–597.
- [62] Tevaarwerk J. L. and Johnson K. L, "The Influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives," ASME. Journal of Technology, 1979, 101(3), pp. 266–273.
- [63] Houpert, L., "Piezoviscous-Rigid Rolling and Sliding Traction Forces, Application: The Rolling Element–Cage Pocket Contact," ASME. Journal of Tribology, 1987, 109(2), pp. 363–370.
- [64] Biboulet N. and Houpert L., "Hydrodynamic Force and Moment in Pure Rolling Lubricated Contacts. Part 1: Line Contacts," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(8), pp. 765–775.
- [65] Biboulet N. and Houpert L., "Hydrodynamic Force and Moment in Pure Rolling Lubricated Contacts Part 2: Point Contacts," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(8), pp. 777–787.
- [66] Popescu A. and Olaru D.N., "Influence of lubricant on the friction in an angular contact ball bearing under low load conditions," IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 724.
- [67] Bălan M.R.D., Houpert L., Tufescu A., Olaru D.N., "Rolling Friction Torque in Ball-Race Contacts Operating in Mixed Lubrication Conditions," Lubricants, 2015, 3, pp. 222-243.
- [68] Houpert L., "Hydrodynamic Load Calculation in Rolling Element Bearings," Tribology Transactions, 2016, 59(3), pp. 538-559.
- [69] Hamrock B. J., Anderson W. J., "Rolling-Element bearing," Nasa report, 1983, p. 57.
- [70] Molina M. A., Gohar R., "Hydrodynamic lubrication of ball bearing cage pockets," Journal Mechanical Engineering Science, 1978, 20(1), pp. 11 - 20.
- [71] Pouly F., Changenet C., Ville F., Vexel P. and Damiens B., "Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Networks," Tribology Transactions, 2010, 53(6), pp. 957-96.
- [72] Isbin H. S., Moy J. E., Da Cruze A. J. R., "Two-phase stream-water critical flow," History of American Institute of Chemical Engineers, 1957, 3(3), pp. 361 – 365.
- [73] Parker R. J., "Comparison of predicted and experimental thermal performance of angular contact ball bearings," Nasa Technical Paper, 1984, pp. 16.

- [74] Marchesse Y., Changenet C., Ville F. and Vex P., “Numerical Investigations on Drag Coefficient of Balls in Rolling Element bearings,” *Tribol. Trans.*, 2014, 57(5), pp. 778–785.
- [75] Zhao Y., Zi Y., Chen Z., Zhang M., Zhu Y., Yin J., “Power loss investigation of ball bearings considering rolling-sliding contacts,” *International Journal of Mechanical Sciences*, 2023, 250, 108318.
- Kerrouche R., Dadouche A., Mamou M., Boukraa S., “Power Loss Estimation and Thermal Analysis of an Aero-Engine Cylindrical Roller Bearing,” *Tribology Transactions*, 2021, 64(6), pp. 1079-1094.
- [76] Zhou S., Singh A., Kahraman A., Hong I. et al., “Power Loss Studies for Rolling Element Bearings Subject to Combined Radial and Axial Loading,” *SAE Technical Paper*, 2023, pp. 8.
- [77] Palmgren A., “Les roulements : description, théorie, applications,” 2e Edition SKF, 1967.
- [78] SKF catalogue, “Rolling bearings,” SKF Group, 2013, 1375 p.
- [79] Brossier P., Niel D., Changenet C., Ville F., Belmonte J., “Experimental and numerical investigations on rolling element bearing thermal behaviour,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(4), pp. 842-853.
- [80] Neurouth A., Changenet C., Ville F. and Octrue M., “Influence of Rolling Element Bearing Modeling on the Predicted Thermal Behavior of the FZG Test Rig,” *Tribol. Trans.*, 2017, 60(4), pp. 753-761.
- [81] Dindar A., Hong I., Garg A. and Kahraman A., “A Methodology to Measure Power Losses of Rolling Element Bearings under Combined Radial and Axial Loading Conditions,” *Tribology Transactions*, 2022, 65(1), pp. 137-152.
- [82] Cousseau T., Graça B., Campos A. and Seabra J., “Friction Torque in Grease Lubricated Thrust Ball Bearings,” *Tribology International*, 2011, 44(5), pp. 523–531.
- [83] Fernandes C. M. C. G., Martins R. C. and Seabra J. H. O., “Friction Torque of Thrust Ball Bearings Lubricated with Wind Turbine Gear Oils,” *Tribology International*, 2013 58, pp. 47–54.
- [84] Navet P., Changenet C. Ville F., Ghribi D. and Cavoret J., “Thermal Modeling of the FZG Test Rig: Application to Starved Lubrication Conditions,” *Tribology Transactions*, 2020, 63(6), pp. 1135-1146.
- [85] Flouros D., Gloeckner M., Hirschmann P., Martin M., Cottier M., Papailia F., “Experimental and numerical Investigation of the outer ring cooling concept in a Hybrid and in all-steel ball bearing used in aero-engines by the introduction of a helical duct,” *Aerospace*, 2018, 5(1), pp. 23.

-
- [86] Wang L. Q., Chen G. C. Gu L., and Zheng D. Z., “Operating temperature in high-speed ball bearing,” *J. Mech. Eng. Sci.*, 2007, 221(3), pp. 353–359.
- [87] Changenet C., “Modélisation thermique des transmissions par engrenages,” Doctoral Thesis, INSA Lyon, Université de Lyon, 2006.
- [88] Coe H. H., “Comparison of predicted and measured temperatures of UH-60A Helicopter Transmission,” NASA Tech. Pap. 2911, 1989.
- [89] Rumbarger J. H., Filetti E. G., Gubernick D., “Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis,” *Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology*, 1973, 95(4), pp. 401-416.
- [90] Durand de Gevigney J., “Analyse thermomécanique d’un réducteur épicycloïdal: Application aéronautique.” Doctoral Thesis, INSA Lyon, Université de Lyon, 2013.
- [91] Fossier C., Changenet C., Ville F., Barday D., and Berier V., “Investigations on Drive Axle Thermal Behaviour: Power Loss and Heat-Transfer Estimations,” *SAE International Journal of Engines*, 2018, 11(1), pp. 5-66.
- [92] Tarawneh C. M., Cole K. D., Wilson B. M. and Alnaimat F., “Experiments and models for the thermal response of railroad tapered-roller bearings,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(25-26), pp. 5794-5803.
- [93] De-xing Z., Weifang C., Mionio L., “An optimized thermal network model to estimate thermal performances on a pair of angular contact ball bearings under oil-air lubrication”, *Applied Thermal Engineering*, 2018, 131, pp. 328-339.
- [94] Simrit, “Radialwellendichtringe,” Katalog Nr. 100.
- [95] Darul L., Touret T., Changenet C., Ville F., “Power Losses of Oil-Jet Lubricated Ball Bearings With Limited Applied Load: Part 1 – Theoretical Analysis,” *Tribology Transactions*, 2023, 66(5), pp. 801-808.
- [96] de Cadier de Veauce F., Darul L., Marchesse Y., Touret T., Changenet C., Ville F., Amar L. and Fossier C., “Power Losses of Oil-Jet Lubricated Ball Bearings With Limited Applied Load: Part 2 - Experiments and Model Validation,” *Tribology Transactions*, 2023, 66(5), pp. 822-831.
- [97] Coulomb C. A., “Théorie Des Machines Simples,” Bachelier, 387 p.
- [98] Brewe D. E. and Hamrock B. J., “Analysis of Starvation Effects on Hydrodynamic Lubrication in Nonconforming Contacts,” *ASME. Journal of Lubrication Technology*, 1982, 104(3), pp. 410–417.
- [99] Block H., “The flash temperature concept,” *Journal of Wear*, 1903, 6(6), pp. 483-193.
- [100] Muzychka S. and Yovanovich M. M., “Thermal Resistance Models for Non-Circular Moving Heat Sources on a Half Space,” *Trans. ASME*, 2001, 123(4), pp. 624-632.

- [101] Holman J. P., "Heat transfer." McGraw-Hill Book Company: New York, 1990.
- [102] Darul L., Touret T., Changenet C., Ville F., "Power Loss Analysis of an Oil-Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearing: Theoretical and Experimental Investigations," *Lubricants*, 2024, 12(1), pp. 14.



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : DARUL

DATE de SOUTENANCE : 07/06/2024

Prénoms : Lionel, Nicolas

TITRE : Etude du comportement thermomécanique des roulements à billes faiblement chargés

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2024ISAL0049

Ecole doctorale : ED162 – MEGA – Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique

Spécialité : Thermique / Énergétique

RESUME : Les roulements entraînent des pertes de puissance non négligeables. La chaleur générée se dissipe dans les différents éléments du système et impacte à nouveau les pertes de puissance. Ce couplage, entre pertes et thermique, doit donc être pris en compte afin d'avoir une prédiction satisfaisante du comportement du roulement. Cette étude s'intéresse à des conditions de fonctionnement particulières : vitesse de rotation modérée (produit $N \cdot d_m < 10^6$), charge appliquée faible ($< 5\%$ de la charge statique du roulement) et lubrification par injection de faibles débits d'huile ($\leq 15L/h$). Pour ces conditions, les travaux menés dans la littérature ne permettent pas une estimation et une compréhension satisfaisante du comportement thermomécanique du roulement.

Ces travaux de thèse développent un nouveau modèle thermomécanique de roulement à billes. La thermique est modélisée à l'aide de la méthodologie des réseaux thermiques. Les pertes de puissances sont modélisées à partir de considérations tribologiques. Les modèles développés sont comparés à des mesures expérimentales, réalisées sur un banc d'essai dédié. Ce dernier permet de mesurer le couple de pertes généré par un roulement, tout en contrôlant un certain nombre de paramètres (vitesse, débit, charge). Les températures des bagues du roulement sont également mesurées, afin de maîtriser le comportement thermique.

Il résulte de cette étude que, pour les conditions étudiées, les pertes de puissance dans les roulements à billes sont principalement dues à un phénomène de roulement hydrodynamique. La compréhension de ce phénomène permet notamment d'expliquer l'origine des pertes de puissance indépendantes de la charge, telles que définies dans le modèle de Harris. Concernant la thermique du roulement, l'étude met en avant l'importance de la température des billes, notamment sur les phases de démarrage. En conclusion, le modèle développé permet une prédiction des pertes de puissance à 5% d'erreur et une prédiction des températures des éléments du roulement à $\pm 1 - 2^\circ C$.

MOTS-CLÉS : pertes de puissance, roulement à billes, thermique, lubrification, roulement hydrodynamique, frottement.

Laboratoires de recherche : LaMCoS – INSA Lyon et LabECAM – ECAM LaSalle Campus de Lyon

Directeurs de thèse: Christophe Changenet, Fabrice Ville et Thomas Touret

Président de jury :

Composition du jury : Souad Harmand, Jorge Seabra, Jean Bouyer, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Thomas Touret, Cécile Pariset.