



**HAL**  
open science

# Étude des sources de pertes et des transferts thermiques au sein de paliers à éléments roulants

Florian De Cadier de Veauce

► **To cite this version:**

Florian De Cadier de Veauce. Étude des sources de pertes et des transferts thermiques au sein de paliers à éléments roulants. Mécanique [physics.med-ph]. INSA de Lyon, 2024. Français. NNT : 2024ISAL0045 . tel-04880441

**HAL Id: tel-04880441**

**<https://theses.hal.science/tel-04880441v1>**

Submitted on 10 Jan 2025

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

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



N° d'ordre NNT : 2024ISAL0045

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

**Ecole Doctorale N° ED 162  
MEGA  
(Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique)  
Spécialité de doctorat : Thermique Énergétique**

Soutenue publiquement le 06/06/2024, par :

**Florian de Cadier de Veauce**

---

**Étude des sources de pertes et des  
transferts thermiques au sein de paliers à  
éléments roulants**

---

Devant le jury composé de :

Lazard Dadouche Dion	Myriam Azzedine Jean-Luc	Docteur HDR Directeur de recherche Professeur	Université de Poitiers CNRC ISAE Supméca	Rapporteur Rapporteur Examineur
Changenet Ville Marchesse Amar Fossier	Christophe Fabrice Yann Luc Charlotte	Docteur HDR Professeur Docteur Docteur Docteure	LabECAM, ECAM Lasalle LaMCoS, INSA Lyon LabECAM, ECAM Lasalle CETIM NTN Europe	Directeur de thèse Co-directeur de thèse Co-directeur de thèse Invité Invitée



Référence : TH1108\_DE CADIER DE VEAUCE Florian

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](http://www.insa-lyon.fr)





## Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales

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

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

---

# Résumé

Afin de répondre aux enjeux environnementaux actuels, de nouvelles solutions technologiques émergent. Dans le domaine des transports, l'électrification des véhicules est une solution en plein essor depuis plusieurs années, visant à rendre la mobilité moins polluante. Cependant, cette transition vers des véhicules électriques impose des vitesses toujours plus élevées au sein des transmissions mécaniques, entraînant davantage de pertes, principalement au niveau des paliers à éléments roulants. Afin d'améliorer l'efficacité énergétique des transmissions mécaniques, en particulier des roulements à billes, une compréhension approfondie des phénomènes physiques associés s'avère essentielle.

Le présent travail de thèse se concentre sur l'étude des sources de pertes et des transferts thermiques au sein d'un roulement à billes. Un banc d'essais a permis de tester deux roulements à billes à gorge profonde de dimensions différentes, et de mesurer leurs couples de pertes ainsi que les évolutions de température de leurs bagues pour différentes conditions opératoires.

Dans la première phase de l'étude, les roulements sont lubrifiés par injection. L'influence de plusieurs paramètres, tels que la vitesse de rotation, le débit et la température de l'huile injectée, sur les dissipations de puissance dans le roulement est analysée. Une modélisation thermo-mécanique du roulement est proposée en associant des modèles de calcul des pertes et un réseau thermique.

Dans une seconde phase, les roulements sont lubrifiés par barbotage. Pour une hauteur faible du bain d'huile, correspondant à une demi-bille immergée, les pertes générées par les roulements lubrifiés par barbotage sont égales à celles obtenues pour ces mêmes roulements lubrifiés par injection dans des conditions opératoires similaires. Pour des niveaux d'huile plus élevés, le comportement du bain change, entraînant une augmentation des pertes par traînée. Les modèles de pertes ne prennent pas en compte la hauteur du bain et un nouveau modèle de pertes par traînée est donc proposé. Les échanges et les écoulements n'étant pas les mêmes entre les deux modes de lubrification, des modifications ont également été apportées au réseau thermique.

Les résultats numériques sont en accord avec les résultats expérimentaux. Une modélisation locale du roulement permet d'avoir une bonne précision sur les valeurs de pertes et de températures prédites, mais nécessite une connaissance de la géométrie interne du roulement. Tandis que les modèles globaux fournissent de bons résultats avec un minimum d'information.

**Mots clés :** Palier à éléments roulants, Expérience, Échange de chaleur, Perte de puissance, Traînée, Lubrification par injection, Lubrification par barbotage



---

# Abstract

In order to address current environmental challenges, new technological solutions are emerging. In the transportation sector, the electrification of vehicles has been a rapidly growing solution for several years, aiming to reduce mobility pollution. However, this transition to electric vehicles imposes higher speeds within mechanical transmissions, increasing power losses, primarily in rolling element bearings. To enhance the energy efficiency of mechanical transmissions, and particularly of ball bearings, a deep understanding of the physical phenomena is essential.

This thesis focuses on the study of power losses and heat transfers within a ball bearing. A test rig was employed to evaluate two deep groove ball bearings of different dimensions, measuring the loss torques and temperature changes in their rings under various operating conditions.

In the initial phase of the study, the bearings were lubricated by injection. The influence of several parameters, such as the rotational speed, the flow rate, and the temperature of the injected oil, on power loss dissipation into the bearing was analyzed. A thermo-mechanical model of the bearing is proposed by combining power loss calculation models and a thermal network.

Subsequently, the bearings were lubricated by oil-bath lubrication. For a low oil bath height, corresponding to half-immersed ball, the losses generated by oil-bath lubricated bearings were equivalent to those obtained for the same bearings lubricated by injection under similar operating conditions. At higher oil levels, the behavior of the oil bath changes, resulting in an increase in drag losses. As existing loss models do not account for the oil bath height, a new drag loss model is proposed. Considering the differences in heat exchanges and flows between the two lubrication modes, adjustments were also made to the thermal network.

Good agreements are found between numerical and experimental results. Local modeling of the bearing provides high precision for predicted power loss and temperature values but requires a good knowledge of the internal geometry of the bearing. On the other hand, global models yield satisfactory results with minimal information.

**Key words :** Rolling element bearing, Experiment, Heat exchange, Power loss, Drag, Oil-jet lubrication, Oil-bath lubrication

---

# Nomenclature

$A$	Surface du maître couple	$m^2$
$B$	Largeur du roulement	$mm$
$C$	Couple	$N.m$
$C_0$	Charge statique du roulement	$N$
$C_D$	Coefficient de traînée	—
$D$	Diamètre des éléments roulants	$mm$
$E$	Module de Young	$Pa$
$E'$	Module de Young équivalent	$Pa$
$F_c$	Force centrifuge	$N$
$F_r$	Charge radiale appliquée sur le roulement	$N$
$F_{sl}$	Effort de glissement	$N$
$H$	Hauteur du bain d'huile dans le roulement	$mm$
$L_c$	Longueur caractéristique	$mm$
$L_{cage}$	Largeur de la cage	$mm$
$M_0$	Couple de pertes indépendant de la charge du modèle de Harris	$N.mm$
$M_1$	Couple de pertes dépendant de la charge du modèle de Harris	$N.mm$
$M_{drag}$	Couple de pertes par drag du modèle de SKF	$N.mm$
$M_{rr}$	Couple de pertes par rolling du modèle de SKF	$N.mm$
$M_{sl}$	Couple de pertes par sliding du modèle de SKF	$N.mm$
$N$	Vitesse de rotation	$tr/min$
$N_{ER}$	Vitesse de rotation des éléments roulants	$tr/min$
$N_{cage}$	Vitesse de rotation de la cage	$tr/min$
$P_d$	Jeu diamétral dans le roulement	$mm$
$P_{RH}$	Pertes par roulement hydrodynamique	$W$
$P_{drag}$	Pertes par traînée	$W$
$P_{sl}$	Pertes par glissement	$W$
$Q$	Flux de chaleur	$W$
$Q_n$	Charge appliquée sur les éléments roulants	$N$
$R$	Résistance thermique	$K/W$
$R_x$	Rayon équivalent dans la direction du roulement $\vec{x}$	$mm$

$R_y$	Rayon équivalent dans la direction transverse	$mm$	
$\vec{y}$			
$S$	Surface	$m^2$	
$T$	Température	$K$	
$V$	Volume du roulement	$mm^3$	
$X$	Fraction volumique d'huile	—	
$X_m$	Fraction massique d'huile	—	
$Z$	Nombre d'éléments roulants	—	
$[M]$	Matrice d'inertie thermique	$J/K$	
$[S]$	Matrice de conductance thermique	$W/K$	
$\dot{m}$	Débit massique	$kg/s$	
$\{Q\}$	Vecteur des puissances	$W$	
$\{T'\}$	Vecteur des températures dérivées par rapport au temps	$K/s$	
$\{T\}$	Vecteur des températures	$K$	
$a$	Demi grand-axe de l'ellipse de Hertz	$mm$	
$b$	Demi petit-axe de l'ellipse de Hertz	$mm$	
$c_p$	Capacité thermique massique à pression constante	$J/K/kg$	
$d_a$	Diamètre de l'arbre	$mm$	
$d_e$	Diamètre extérieur du roulement	$mm$	
$d_i$	Diamètre intérieur du roulement (alésage)	$mm$	
$d_m$	Diamètre moyen du roulement	$mm$	$d_m = (d_e + d_i)/2$
$e_{cage}$	Épaisseur de la cage	$mm$	
$f_0$	Facteur indépendant de la charge du modèle de Harris	—	
$f_1$	Facteur dépendant de la charge du modèle de Harris	—	
$f_i, f_e$	Osculation sur les bagues	—	$f = r/D$
$g$	Accélération de la pesanteur	$m/s^2$	
$h$	Coefficient de convection thermique	$W/m^2/K$	
$h_{IVR}$	Épaisseur du fil d'huile en régime IVR	$mm$	
$k$	Conductivité thermique	$W/K/m$	
$m$	Masse	$kg$	
$r$	Rayon de la gorge du roulement	$mm$	
$v_r$	Vitesse de roulement au contact	$m/s$	
$v_{sl}$	Vitesse de glissement	$m/s$	

## Symboles grecs

$\alpha_0$	Angle de contact	$rad$	
$\alpha_p$	Coefficient de piezo-viscosité	$Pa^{-1}$	
$\alpha_{th}$	Diffusivité thermique	$m^2/s$	$\alpha_{th} = k/(\rho c_p)$
$\chi$	Effusivité thermique	$W s^{0,5} m^{-2} K^{-1}$	$\chi = \sqrt{k\rho c_p}$
$\delta_r$	Déformation radiale	$mm$	
$\eta$	Viscosité dynamique	$Pa.s$	$\eta = \rho\nu \times 10^{-6}$
$\gamma$	Paramètre géométrique du roulement	—	
$\kappa$	Ellipticité	—	$\kappa = a/b$

$\lambda$	Ratio des rayons équivalents	—	$\lambda = R_x/R_y$
$\mu_{sl}$	Coefficient de frottement	—	
$\nu$	Viscosité cinématique	$cSt (mm^2/s)$	
$\nu_k$	Coefficient de Poisson	—	
$\nu_{100}$	Viscosité cinématique de l'huile à 100°C	$cSt$	
$\nu_{40}$	Viscosité cinématique de l'huile à 40°C	$cSt$	
$\omega$	Vitesse de rotation de l'arbre	$rad/s$	
$\omega_{cage}$	Vitesse de rotation de la cage	$rad/s$	
$\Phi_S$	Coefficient de sous-alimentation	—	
$\Phi_T$	Coefficient thermique	—	
$\Psi_i$	Position angulaire des éléments roulants	$rad$	
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$	
$\rho_{15}$	Masse volumique de l'huile à 15°C	$kg/m^3$	
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/K^4/m^2$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$
$\sum \rho$	Somme des rayons de courbure dans un roulement	$mm^{-1}$	
$\varepsilon$	Erreur relative	—	
$\varepsilon$	Émissivité	—	

## Nombres adimensionnels

$G$	Nombre sans dimension de pression	—	$G = \alpha_p E'$
$Gr$	Nombre de Grashof	—	$Gr = g\beta L_c^3 \Delta T / \nu^2$
$Nu$	Nombre de Nusselt	—	$Nu = h L_c / k$
$Pe$	Nombre de Peclet	—	$Pe = v L_c / \alpha_{th}$
$Pr$	Nombre de Prandtl	—	$Pr = \nu / \alpha_{th}$
$Re$	Nombre de Reynolds	—	$Re = v L_c / \nu$
$U$	Nombre sans dimension de vitesse	—	$U = v_r \eta / (E' R_x)$
$W$	Nombre sans dimension de charge	—	$W = Q_n / (E' R_x^2)$

## Indices

<i>air</i>	Relatif à l'air
<i>cage</i>	Relatif à la cage
<i>drag</i>	Trainée aérodynamique
<i>e</i>	Relatif à la bague extérieure
<i>eff</i>	Valeur efficace d'un mélange
<i>EHD</i>	Régime élasto hydrodynamique
<i>huile</i>	Relatif à l'huile
<i>i</i>	Relatif à la bague intérieure
<i>IVR</i>	Régime isovisqueux rigide
<i>m</i>	Valeur moyenne
<i>RH</i>	Roulement hydrodynamique
<i>sl</i>	Glissement



# Sommaire

<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 État de l'art</b>	<b>5</b>
I Paliers à éléments roulants et leur lubrification . . . . .	6
I.1 Roulements . . . . .	6
I.1.1 Roulements à billes . . . . .	7
I.1.2 Roulements à rouleaux . . . . .	7
I.2 Modes de lubrifications . . . . .	8
I.2.1 Lubrification à la graisse . . . . .	8
I.2.2 Lubrification à l'huile . . . . .	9
II Pertes de puissance dans un roulement . . . . .	10
II.1 Modélisation du roulement . . . . .	10
II.1.1 Géométrie . . . . .	10
II.1.2 Vitesses . . . . .	10
II.1.3 Charges . . . . .	11
II.2 Sources de pertes et modèles locaux . . . . .	12
II.2.1 Pertes par glissement aux contacts éléments roulants/bagues	12
II.2.2 Pertes par paliers fluides . . . . .	12
II.2.3 Pertes par roulement hydrodynamique . . . . .	13
II.2.4 Pertes par traînée aérodynamique . . . . .	16
II.3 Modèles de pertes globaux . . . . .	18
II.3.1 Modèle de Harris-Palmgren . . . . .	19
II.3.2 Modèle de SKF . . . . .	20
III Couplage pertes-thermique dans un roulement . . . . .	21
III.1 Réseaux thermiques . . . . .	21
III.1.1 Modèle un nœud . . . . .	22
III.1.2 Modèle intermédiaire (trois nœuds) . . . . .	23
III.1.3 Modèle fin (cinq nœuds ou plus) . . . . .	23
III.2 Définition des résistances thermiques . . . . .	24
III.2.1 Résistances de conduction . . . . .	25
III.2.2 Résistances de striction aux contacts billes/bagues . . . . .	25
III.2.3 Résistances de transport d'huile . . . . .	26
III.2.4 Résistances de rayonnement . . . . .	27
III.2.5 Résistances de convection . . . . .	27
III.3 Calculs des pertes et des températures . . . . .	28
<b>2 Banc d'essais et roulements testés</b>	<b>33</b>
I Banc d'essais . . . . .	34
I.1 Structure du banc et caractéristiques des capteurs . . . . .	34



I.2	Principe de l'étalonnage du banc . . . . .	36
I.3	Calcul et mesure des pertes des joints à lèvres . . . . .	39
II	Roulements testés . . . . .	41
III	Paramètres testés . . . . .	43
<b>3</b>	<b>Lubrification par injection</b>	<b>47</b>
I	Méthodologie . . . . .	48
II	Résultats expérimentaux . . . . .	49
II.1	Taux de pénétration . . . . .	50
II.2	Pertes d'un roulement lubrifié par injection . . . . .	51
II.2.1	Influence de la charge radiale sur les pertes . . . . .	52
II.2.2	Influence de la vitesse de rotation sur les pertes . . . . .	52
II.2.3	Influence du débit d'injection sur les pertes . . . . .	54
II.2.4	Influence de la température d'injection sur les pertes . . . . .	55
II.2.5	Influence des dimensions des roulements sur les pertes . . . . .	55
II.2.6	Influence du nombre de billes sur les pertes . . . . .	56
III	Modèles de pertes en injection . . . . .	57
III.1	Coefficient de traînée . . . . .	57
III.2	Modèle de SKF . . . . .	58
III.3	Modèle de Harris-Palmgren . . . . .	62
III.4	Modèle local . . . . .	65
IV	Réseau thermique en injection . . . . .	68
IV.1	Présentation du réseau thermique . . . . .	68
IV.2	Validation des résistances indépendantes des conditions de fonctionnement . . . . .	70
IV.3	Application des résistances liées à l'huile et des pertes . . . . .	71
IV.4	Modélisation du comportement thermo-mécanique d'un roulement à billes . . . . .	74
IV.4.1	Influence du débit d'injection . . . . .	74
IV.4.2	Influence de la température d'injection . . . . .	75
IV.4.3	Influence des dimensions des roulements . . . . .	76
IV.4.4	Influence du nombre de billes . . . . .	77
<b>4</b>	<b>Lubrification par barbotage</b>	<b>83</b>
I	Méthodologie . . . . .	84
II	Observation du comportement du bain . . . . .	87
II.1	Immersion faibles . . . . .	88
II.2	Immersion élevées . . . . .	89
III	Résultats expérimentaux . . . . .	92
III.1	Mesure des pertes des joints à lèvres . . . . .	92
III.2	Comparaison des pertes entre une lubrification par injection et par barbotage . . . . .	93
III.3	Influence du nombre de billes . . . . .	94
III.4	Influence du niveau d'huile . . . . .	95
IV	Modélisations avec un faible niveau d'huile . . . . .	97
IV.1	Modèles de pertes en barbotage . . . . .	97
IV.1.1	Modèle global de Harris-Palmgren . . . . .	97
IV.1.2	Modèle global de SKF . . . . .	98
IV.1.3	Modèle local . . . . .	99

IV.2	Réseau thermique en barbotage . . . . .	101
IV.2.1	Structure du réseau thermique en barbotage . . . . .	101
IV.2.2	Validation des résistances en refroidissement . . . . .	102
IV.2.3	Validation du réseau complet . . . . .	103
V	Modélisations avec des niveaux d'huile élevés . . . . .	105
V.1	Modèles de pertes en barbotage . . . . .	106
V.1.1	Prise en compte du niveau d'huile dans les modèles . . . . .	106
V.1.2	Modélisation des pertes par traînée . . . . .	108
V.1.3	Ajout du modèle de traînée aux autres modèles de pertes . . . . .	110
V.2	Réseau thermique en barbotage . . . . .	113
V.2.1	Réseau thermique en refroidissement . . . . .	113
V.2.2	Réseau thermique en fonctionnement . . . . .	114
<b>5</b>	<b>Lubrification par renouvellement du bain</b>	<b>119</b>
I	Méthodologie . . . . .	120
II	Comparaison des pertes . . . . .	121
III	Comparaison thermique . . . . .	124
	<b>Conclusion générale</b>	<b>129</b>
	<b>Annexes</b>	<b>133</b>
A	Démonstration de la composante $M_{drag}$ du modèle de SKF . . . . .	134
B	Principe de superposition des pertes par traînée et par brassage . . . . .	136
C	Fonction mathématique pour l'étalonnage des supports . . . . .	138
D	Réseaux thermiques . . . . .	139
E	Calculs du volume du bain en fonction de son niveau . . . . .	144
	<b>Table des figures</b>	<b>152</b>
	<b>Liste des tableaux</b>	<b>153</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>161</b>



# Introduction générale

La tribologie est un domaine scientifique multidisciplinaire très vaste portant sur l'étude du frottement, de l'usure et de la lubrification [1]. Ces domaines ont un impact significatif sur la consommation d'énergie dans le monde avec environ 23% de la consommation d'énergie mondiale totale qui leur sont attribués, dont 20% sont dépensées pour surmonter le frottement [2]. La consommation d'énergie est particulièrement élevée dans le secteur des transports, représentant environ 28% de toute l'énergie produite dans le monde, avec 75% de cette énergie utilisée par les véhicules routiers (Figure 1), et dont les nombreuses pièces mobiles perdent encore environ un tiers de leur énergie en raison du frottement et de l'usure [2, 3]. Par conséquent, réduire le frottement et l'usure grâce à de nouvelles solutions techniques innovantes est crucial pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire l'impact environnemental lié à notre consommation d'énergie. Le développement de nouvelles technologies a le potentiel de réaliser d'importantes économies d'énergie et de réduire les émissions de gaz à effet de serre. Les plus grandes économies d'énergie à court terme sont envisagées dans les transports (25%) et dans la production d'énergie (20%), tandis que les économies potentielles dans les secteurs industriels et résidentiels sont estimées à environ 10% [3]. En résumé, la tribologie joue un rôle vital dans la consommation d'énergie mondiale. Diminuer le frottement et l'usure grâce à des innovations scientifiques est essentiel pour un avenir énergétique plus efficace et durable.

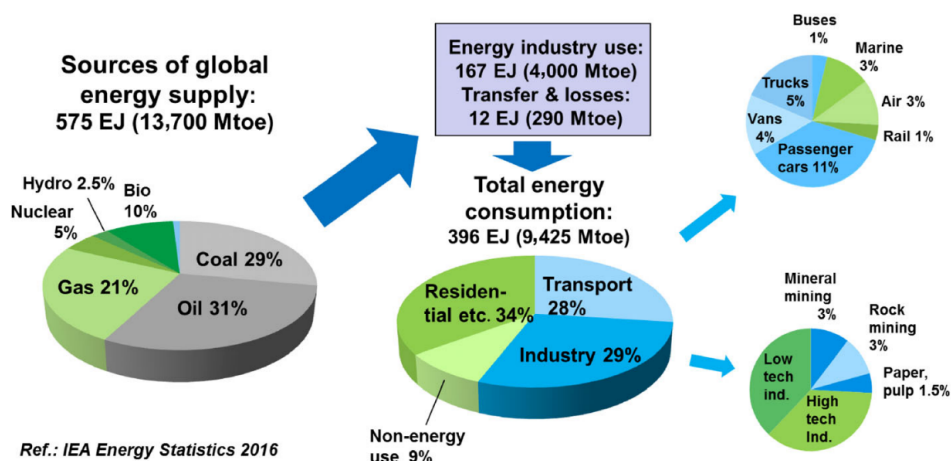


FIGURE 1 – Production et consommation globales d'énergie dans les principaux secteurs économiques (2014) [3]

La société moderne implique le déplacement de personnes et de marchandises sous diverses formes et par tout type de systèmes mécaniques qui ont de nombreuses pièces mobiles et donc de surfaces en interaction [3]. Les préoccupations croissantes concernant la durabilité énergétique et environnementale ont récemment suscité un intérêt mondial

pour des systèmes de transport et des activités industrielles plus efficaces et plus propres. Dans le même temps, les fruits de décennies de recherche sur les véhicules entièrement électriques ouvrent la voie à un avenir des transports utilisant une énergie plus facile à décarboner [2]. L'importance de la tribologie, notamment dans le secteur du transport, est incontestable. Réduire les frottements et optimiser la lubrification contribuent significativement à la performance énergétique des composants mécaniques. L'évolution vers l'électrification des véhicules représente une réponse majeure aux enjeux environnementaux contemporains, avec des objectifs ambitieux tels que la neutralité carbone d'ici 2050 [4]. Le marché des voitures électriques connaît une croissance exponentielle avec des ventes dépassant les 10 millions de voitures en 2022 et devrait continuer à progresser à l'avenir. Au total, 14% de toutes les nouvelles voitures vendues étaient électriques en 2022, contre environ 9% en 2021 et moins de 5% en 2020 [5]. En Europe, les réglementations adoptées ont conduit les industries automobiles à innover afin d'améliorer l'efficacité des moteurs, donc diminuer leur consommation en énergie et les émissions de gaz à effet de serre [4].

Dans ce contexte engendré par l'électrification croissante des véhicules, des vitesses de rotation de plus en plus élevées sont atteintes, supérieures à celles des moteurs thermiques. Cela implique des pertes de puissance plus importantes dans les transmissions mécaniques. Les paliers à éléments roulants, cruciaux pour faciliter la rotation entre différentes pièces, sont devenus des éléments clés dans les systèmes de motorisation électrique haute performance, mais sont également sources de pertes significatives dans les transmissions mécaniques, surtout à des régimes à haute vitesse (Figure 2). Comprendre l'origine des dissipations de puissance engendrées par ces composants, et par conséquent la génération de chaleur, devient essentiel dans le but d'améliorer l'efficacité des transmissions et d'avoir une meilleure gestion de leur refroidissement. En ce sens, les travaux du CETIM et de NTN Europe s'inscrivent dans cette thématique.

Tandis que les sources de pertes liées à la charge appliquée sur les roulements sont bien connues, l'origine des pertes indépendantes de la charge est moins évidente mais pourrait être expliquée par des phénomènes hydrodynamiques. À très haute vitesse, les pertes par traînée deviennent importantes, mais diminuent fortement lorsque le produit  $N.d_m$  (vitesse de rotation multipliée par le diamètre moyen du roulement) est inférieur à un million. Les travaux de Neurouth présentent une répartition des pertes d'un réducteur haute vitesse. Dans le cas d'une application sur autoroute, avec un  $N.d_m$  largement supérieur au million, les pertes dues aux roulements sont majoritaires et pourraient donc être expliquées par la traînée. Cependant, pour une application sur route, le produit  $N.d_m$  est inférieur à  $0,9 \times 10^6$  et les pertes des roulements représentent pourtant deux tiers des pertes totales [6]. La traînée ne pouvant pas expliquer les pertes totales dans cette plage de vitesse, une autre contribution aux pertes des roulements doit être envisagée (Figure 2)[7]. L'origine de ces pertes pour des vitesses modérées est difficilement explicable jusqu'à présent.

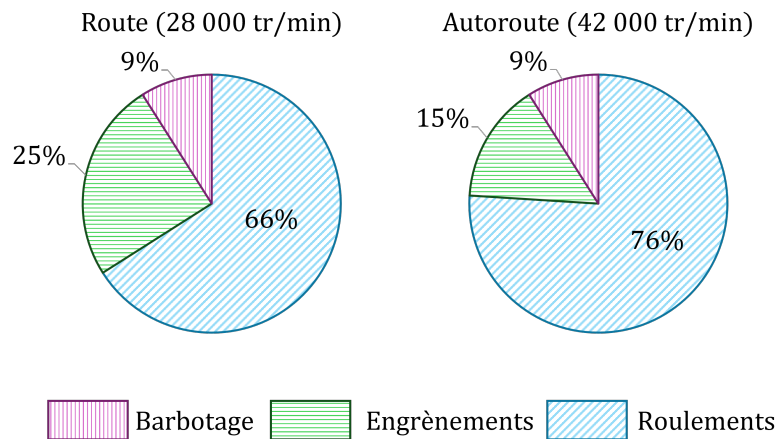


FIGURE 2 – Répartition des pertes de puissance d'un réducteur haute vitesse de voiture [7]

L'objectif de la thèse est d'étudier les sources de pertes indépendantes de la charge et les transferts thermiques au sein des roulements à billes, en fonction du mode de lubrification appliqué. L'accent est mis sur deux aspects majeurs : la caractérisation des pertes dans des conditions opératoires à faible charge et vitesse modérée, et l'étude de différents modes de lubrification par injection d'huile et par barbotage.

Dans le **chapitre 1**, un état de l'art sur les roulements et leur lubrification est proposé. La modélisation des roulements est présentée avec les principales sources de pertes existantes. Un premier modèle local de calcul pour chaque source de pertes est donné, suivi de deux modèles globaux, le modèle de Harris-Palmgren et celui de la société SKF, permettant de calculer les pertes totales du roulement. Enfin, plusieurs méthodes de modélisation du comportement thermique du roulement sont explorées, dont la méthode des réseaux thermiques, présentée plus en détail.

Ces modèles numériques nécessitent d'être comparés avec des résultats expérimentaux. Ainsi, un banc d'essais est utilisé et présenté dans le **chapitre 2**. Les caractéristiques du banc, des moyens de mesure, et son étalonnage sont détaillés. Deux roulements à billes à gorge profonde sont testés dans cette étude, et toutes leurs propriétés sont données.

Dans le **chapitre 3**, une première campagne d'essais est réalisée avec les roulements lubrifiés par injection. Une première analyse des données expérimentales est faite par rapport à l'influence de plusieurs paramètres sur les pertes de puissance de ce dernier. Puis une modélisation des pertes et des échanges thermiques au sein des roulements est faite à partir des modèles présentés précédemment. Ces résultats permettent de valider la modélisation proposée, établissant ainsi des bases solides pour l'exploration de nouveaux modes de lubrification.

Le **chapitre 4** élargit les perspectives avec une nouvelle campagne d'essais réalisée cette fois-ci avec des roulements lubrifiés par barbotage. De premiers essais permettent d'observer le comportement du bain d'huile à l'intérieur du carter pour différentes immersions et vitesses de rotation. Les pertes mesurées sont ensuite comparées avec les précédents essais en injection. Une nouvelle modélisation des pertes par traînée et des échanges entre le bain et le roulement est proposée.

Enfin, le **chapitre 5** propose une étude expérimentale avec un roulement lubrifié par un renouvellement et une recirculation du bain d'huile. Il s'agit d'une combinaison des deux modes de lubrification précédents, un jet d'huile dirigé sur le roulement le lubrifie et crée un bain d'huile résiduel au fond du carter qui est renouvelé. Ce mode de lubrification est plus représentatif des applications industrielles, comme un réducteur de voiture électrique, dont les roulements sont lubrifiés par projection du bain.

Le comportement mécanique et thermique du roulement faiblement chargé est donc étudié et modélisé pour différents modes de lubrification à l'huile. Cette étude propose une compréhension des dissipations de puissance et des phénomènes thermo-mécaniques associés aux roulements à billes. Dans un contexte d'électrification croissante des véhicules, ces résultats peuvent offrir des perspectives nouvelles pour la conception et l'efficacité des transmissions mécaniques.

# Chapitre 1

## État de l'art

I	Paliers à éléments roulants et leur lubrification . . . . .	6
I.1	Roulements . . . . .	6
I.1.1	Roulements à billes . . . . .	7
I.1.2	Roulements à rouleaux . . . . .	7
I.2	Modes de lubrifications . . . . .	8
I.2.1	Lubrification à la graisse . . . . .	8
I.2.2	Lubrification à l'huile . . . . .	9
II	Pertes de puissance dans un roulement . . . . .	10
II.1	Modélisation du roulement . . . . .	10
II.1.1	Géométrie . . . . .	10
II.1.2	Vitesses . . . . .	10
II.1.3	Charges . . . . .	11
II.2	Sources de pertes et modèles locaux . . . . .	12
II.2.1	Pertes par glissement aux contacts éléments roulants/bagues	12
II.2.2	Pertes par paliers fluides . . . . .	12
II.2.3	Pertes par roulement hydrodynamique . . . . .	13
II.2.4	Pertes par traînée aérodynamique . . . . .	16
II.3	Modèles de pertes globaux . . . . .	18
II.3.1	Modèle de Harris-Palmgren . . . . .	19
II.3.2	Modèle de SKF . . . . .	20
III	Couplage pertes-thermique dans un roulement . . . . .	21
III.1	Réseaux thermiques . . . . .	21
III.1.1	Modèle un nœud . . . . .	22
III.1.2	Modèle intermédiaire (trois nœuds) . . . . .	23
III.1.3	Modèle fin (cinq nœuds ou plus) . . . . .	23
III.2	Définition des résistances thermiques . . . . .	24
III.2.1	Résistances de conduction . . . . .	25
III.2.2	Résistances de striction aux contacts billes/bagues . . . . .	25
III.2.3	Résistances de transport d'huile . . . . .	26
III.2.4	Résistances de rayonnement . . . . .	27
III.2.5	Résistances de convection . . . . .	27
III.3	Calculs des pertes et des températures . . . . .	28



## Introduction

Les paliers à éléments roulants sont des composants essentiels dans les transmissions mécaniques. Ces composants mécaniques de précision permettent de faciliter la rotation entre deux pièces en limitant les frottements. Dans le secteur du transport, le développement des véhicules électriques est en pleine expansion afin de répondre aux objectifs écologiques, à la diminution des émissions de gaz à effet de serre et atteindre la neutralité carbone d'ici 2050 [4]. Dans ce contexte, les roulements jouent un rôle primordiale. En effet, ils sont l'une des sources de pertes les plus importantes dans les transmissions mécaniques, particulièrement à hautes vitesses de rotation [7–9].

Ce chapitre présente l'état de l'art. Dans un premier temps, les roulements et leurs modes de lubrification sont présentés, avec leurs domaines d'application. Ensuite, la modélisation des roulements, de leur géométrie, leur cinématique et les efforts en jeu sont donnés. Les diverses sources de dissipation de puissance intervenant au sein d'un roulement sont détaillées avec les différents modèles de calcul associés. D'autres modèles pour le calcul des pertes globales du roulement sont présentés. Enfin, les pertes étant dépendantes des températures du lubrifiant et des éléments du roulement, un modèle thermique est nécessaire. La méthode des réseaux thermiques permet un tel couplage entre les pertes et les températures du roulement, différentes modélisations sont présentées.

## I Paliers à éléments roulants et leur lubrification

Les paliers à éléments roulants, aussi appelés roulements, sont des composants servant à faciliter la rotation d'une pièce par rapport à une autre autour d'un axe en limitant les frottements entre elles. Plusieurs technologies existent et chacune permet de répondre à un besoin industriel spécifique. Les roulements peuvent varier de par leur conception, leur géométrie, les matériaux utilisés et l'environnement dans lequel ils interviennent. Les différents types de roulements sont détaillés dans la prochaine section. De plus, ce mécanisme nécessite un lubrifiant comme pour tout autre élément d'une transmission mécanique. Différents types de lubrification existent et sont présentés dans un second temps.

### I.1 Roulements

Un roulement est un mécanisme complexe, composé de plusieurs éléments [10–12] :

- une bague intérieure ;
- une bague extérieure ;
- des éléments roulants, les plus courants étant des billes ou des rouleaux ;
- une cage qui permet de maintenir un écart régulier entre les éléments roulants et de les guider.

Les roulements peuvent dans certains cas être équipés de joints ou de déflecteurs pour assurer une étanchéité. Différents types de roulements sont présentés.

### I.1.1 Roulements à billes

Les **roulements à billes à gorge profonde** (Figure 1.1a) sont les roulements les plus couramment utilisés dans l'industrie, pour de nombreuses applications. Ils sont adaptés aux hautes vitesses de rotation et peuvent supporter des charges radiales importantes et des charges axiales modérées dans les deux directions. Ils sont peu coûteux, leur conception est simple et peu de maintenance est nécessaire. Une étanchéité intégrée au roulement est possible avec des joints afin de garder le lubrifiant dans le roulement et d'éviter toute pollution de ce dernier [11, 13]. Différents types de cages existent, pouvant être en acier, en polymère renforcé de fibres de verre ou en laiton. Elles sont en général soit rivetées soit encliquetées [12]. De par leur importance dans l'industrie, beaucoup de travaux récents portent sur la dynamique, la capacité de charge, les pertes de puissance et la thermique de ces roulements dans des conditions opératoires très variées [14–20].

Les **roulements à billes à contact oblique** (Figure 1.1b) sont conçus pour supporter des charges combinées, c'est-à-dire une charge radiale et/ou axiale. Cela est possible grâce au décalage des points de contact des billes sur la piste des bagues. La ligne d'action par laquelle la charge est transmise et l'axe de rotation du roulement forme un angle de contact. Les roulements avec un angle de contact élevé peuvent supporter des charges axiales plus importantes. Ces roulements à une rangée de billes sont généralement montés par paire, en opposition avec un montage en O ou en X, ou en tandem. Les roulements à billes à contact oblique à deux rangées ont l'avantage d'être moins larges et d'admettre des charges axiales dans les deux directions [11–13]. Tout comme les roulements à billes à gorge profonde, ces roulements ont largement été étudiés ces dernières années [21–24].

Les **butées à billes** sont des roulements dont l'angle de contact vaut  $90^\circ$ . Ce type de roulement est également adapté aux hautes vitesses de rotation, mais ne supporte que des charges axiales et ne doit en aucun cas être soumis à des charges radiales [11–13].

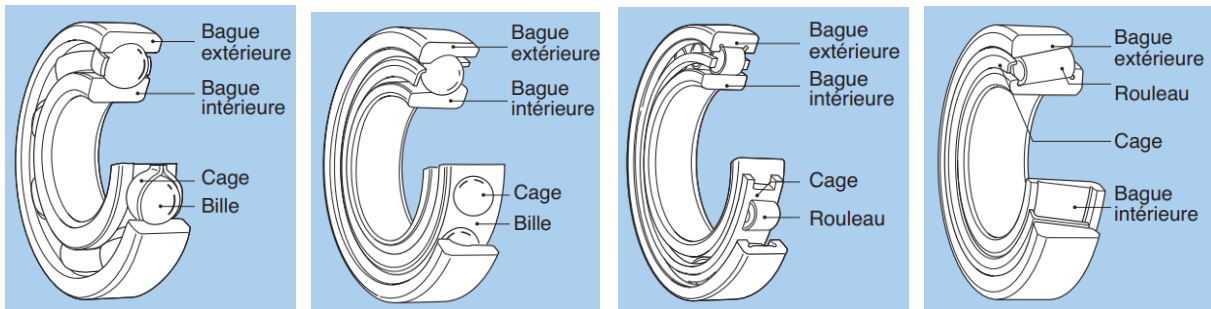
### I.1.2 Roulements à rouleaux

Les **roulements à rouleaux cylindriques** (Figure 1.1c) sont généralement utilisés dans des applications pour lesquelles la charge radiale est très importante et dépasse les capacités des roulements à billes. Pour des dimensions comparables, les roulements à rouleaux peuvent supporter des charges plus élevées et ont une meilleure durée de vie que les roulements à billes, mais ont des vitesses de fonctionnement plus faibles [13]. Ils ont une bague avec des épaulements afin de guider les rouleaux, permettant un déplacement axial sur l'autre bague, ce qui facilite notamment le montage [11, 12].

Les **roulements à rouleaux coniques** (Figure 1.1d) peuvent supporter une charge combinée, radiale et axiale dans une seule direction. Les pistes des bagues et les rouleaux ont un profil conique, l'angle de contact varie généralement entre  $10^\circ$  et  $30^\circ$  [12]. Tout comme les roulements à billes à contact oblique, ceux-ci sont montés par paire.

Les roulements à rouleaux sont très utilisés dans les transmissions mécaniques des machines-outils, des moteurs ou des turbines par exemple. De nombreuses études ont été réalisées sur ce type de roulement [25–31].

D'autres types de roulements existent tels que les roulements à aiguilles, les roulements à billes à 4 points de contact, les roulements à rotule sur billes ou sur rouleaux, etc. [10].



(a) Roulement à billes à gorge profonde (b) Roulement à billes à contact oblique (c) Roulement à rouleaux cylindriques (d) Roulement à rouleaux coniques

FIGURE 1.1 – Schémas de roulements [10]

Un paramètre important pour les roulements est le produit  $N.d_m$  qui correspond à celui de la vitesse de rotation  $N$  en  $tr/min$  par le diamètre moyen du roulement  $d_m$  en  $mm$ . Il permet de définir des plages de vitesses en fonction des dimensions du roulement. De manière générale, des produits  $N.d_m$  inférieurs à  $0,5 \times 10^6 \text{ mm.tr/min}$  correspondent à des vitesses de rotation modérées. Au-delà, les vitesses deviennent élevées pour les roulements concernés. Une faible charge radiale et une large plage de vitesses sont ici considérées. Cette étude va donc se focaliser sur les roulements à billes à gorge profonde, plus adaptés pour ces conditions opératoires.

## I.2 Modes de lubrifications

Les roulements nécessitent d'être lubrifiés pour faciliter le mouvement entre les éléments roulants et les bagues, diminuer les frottements, éviter l'usure et le grippage, protéger contre la corrosion et parfois limiter les températures [12, 32]. Pour cela, deux principaux types de lubrifiants existent : la graisse et l'huile.

### I.2.1 Lubrification à la graisse

La graisse est le lubrifiant le plus utilisé, il intervient dans environ 90% des montages de roulements [33]. Il s'agit d'un produit semi-fluide à solide obtenu par dispersion d'un agent épaississant (savon) dans un lubrifiant liquide (huile) [11, 32]. La graisse impose des vitesses de rotation modérées ( $N.d_m < 0,5 \times 10^6$ ) et des températures faibles ( $< 100^\circ\text{C}$ ) pour limiter son vieillissement [12, 33].

Ce lubrifiant a plusieurs avantages : il génère peu de fuites, protège contre la pénétration de polluants et est simple à utiliser [32]. Le roulement n'est pas entièrement rempli de graisse (entre 30% et 50% du volume disponible dans le roulement), car un surplus peut générer des pertes et une augmentation rapide des températures, surtout pour des vitesses élevées [13]. En fonctionnement, une partie de la graisse est poussée à l'extérieur du roulement, il ne reste alors qu'une quantité limitée de graisse à l'intérieur participant à la lubrification. La graisse libère de l'huile par les contraintes mécaniques qu'elle subit et lubrifie alors le roulement [34].

Les inconvénients sont notamment les limites d'utilisation de la graisse et sa durée de vie. Le cisaillement de la graisse détériore sa structure et le lubrifiant peut s'oxyder à

haute température. À la limite de la durée de vie de la graisse, le roulement n'est plus suffisamment lubrifié et doit donc être re-lubrifié avec une graisse neuve [12, 34]. Une large gamme de graisses existe avec différentes compositions et additifs.

### I.2.2 Lubrification à l'huile

Lorsque le roulement fonctionne à haute vitesse ou lorsque les températures deviennent trop élevées, l'usage de la graisse est déconseillé. Une lubrification à l'huile est alors préférable afin d'évacuer la chaleur générée par les puissances dissipées dans le roulement, ou lorsque le roulement se trouve dans un environnement où de l'huile est déjà présente [13]. Si la charge est très importante, l'utilisation d'huile dont le coefficient de frottement est plus faible que celui de la graisse est préférable [11, 32]. Deux grandes catégories d'huiles existent, les huiles minérales sont les plus utilisées, mais les huiles synthétiques peuvent être plus appropriées pour certaines conditions opératoires ou environnements [11, 12]. Plusieurs méthodes de lubrification à l'huile existent. Elles dépendent principalement de la vitesse de rotation et du besoin d'évacuer la chaleur [12], mais aussi de contraintes techniques et/ou économiques.

La **lubrification par injection** est une méthode très efficace pour dissiper la chaleur due aux pertes générées par le roulement [13]. L'huile est injectée par une buse avec un certain débit et peut être régulée en température. Le jet est dirigé en direction des éléments roulants. Un drainage doit être assuré afin d'éviter la formation d'un bain d'huile résiduel [12, 33]. De nombreux travaux expérimentaux et numériques ont été menés sur des roulements lubrifiés par injection [17, 18, 20, 23, 35].

La **lubrification par barbotage** est seulement adaptée pour des vitesses de rotation faibles à modérées ( $N.d_m < 0,5 \times 10^6$ ) [12, 33]. L'huile est emportée par les éléments roulants et la cage, et lubrifie le roulement avant de retourner dans le bain. De manière générale, il est recommandé que le niveau du bain d'huile quand le roulement est statique atteigne le centre de l'élément le plus bas [11–13]. Pour des immersions plus importantes, les pertes dues au brassage de l'huile sont plus importantes et impliquent des températures plus élevées du roulement [11, 12, 33]. Très peu d'études sur les pertes et le comportement thermique des roulements traitent du cas d'une lubrification par barbotage, et la plupart sont récentes [14, 15, 36, 37].

D'autres méthodes de lubrification existent, comme l'injection par l'arbre et la bague intérieure [38], un mélange air-huile avec de l'air comprimé afin de générer des gouttelettes d'huile, ou encore un bain d'huile avec une circulation [12].

Dans le cadre de cette étude, les roulements sont soumis à de hautes vitesses de rotation avec une charge radiale très faible et aucune charge axiale. Des roulements à billes à gorge profonde ont été choisis pour ces raisons. Ces roulements sont destinés à être installés dans un réducteur dont les engrenages sont lubrifiés par un bain d'huile, l'usage de la graisse n'est donc pas recommandé à cause de la présence d'huile et des hautes vitesses. Les roulements sont donc étudiés avec une lubrification à l'huile, par injection ou barbotage.

## II Pertes de puissance dans un roulement

### II.1 Modélisation du roulement

#### II.1.1 Géométrie

La géométrie externe des roulements est donnée par les constructeurs [10, 12], et la géométrie interne peut être estimée ou mesurée [23].

1. Le diamètre moyen  $d_m$  est calculé en faisant la moyenne du diamètre extérieur  $d_e$  et du diamètre d'alésage intérieur  $d_i$  du roulement :

$$d_m = (d_e + d_i)/2 \quad (1.1)$$

2. Le facteur géométrique  $\gamma$  est :

$$\gamma = D \cos \alpha_0 / d_m \quad (1.2)$$

avec  $D$  le diamètre d'un élément roulant et  $\alpha_0$  l'angle de contact (qui vaut  $0^\circ$  dans le cas de roulements à billes à gorge profonde sans charge axiale)

3. Les rayons équivalents  $R_x$  pour les contacts intérieur et extérieur dans la direction du roulement  $\vec{x}$

$$\begin{cases} R_{xi} = \frac{D(1-\gamma)}{2} \\ R_{xe} = \frac{D(1+\gamma)}{2} \end{cases} \quad (1.3)$$

et les rayons équivalents  $R_y$  dans la direction transverse  $\vec{y}$  (Figure 1.2)

$$\begin{cases} R_{yi} = \frac{f_i D}{2f_i - 1} \\ R_{ye} = \frac{f_e D}{2f_e - 1} \end{cases} \quad (1.4)$$

avec  $f$  l'osculation égale au ratio entre le rayon de la gorge et le diamètre des billes ( $r/D$ ).

#### II.1.2 Vitesses

Seules les vitesses de rotation des bagues intérieure et extérieure sont connues. Cependant les vitesses des billes et de la cage peuvent être déterminées [39]. Pour une vitesse de la bague extérieure nulle et une bague intérieure en rotation, les vitesses de la cage et des billes sont :

$$N_{cage} = \frac{1}{2}N(1-\gamma) \quad (1.5)$$

$$N_{ER} = \frac{1}{2}\frac{d_m}{D}N(1-\gamma^2) \quad (1.6)$$

avec  $N$  la vitesse de rotation de la bague intérieure.

### II.1.3 Charges

La charge exercée sur chaque élément roulant doit être calculée afin de connaître les dimensions des ellipses de Hertz pour tous les contacts bille-bagues. Dans le cas d'un roulement à billes à gorge profonde soumis uniquement à une charge radiale, la charge sur chaque bille  $i$  à la position angulaire  $\Psi_i$  est :

$$Q_{n_i} = K_n (\delta_r \cos \Psi_i - 0,5P_d)^{3/2} \quad (1.7)$$

avec  $K_n$  un facteur de déformation,  $P_d$  le jeu interne diamétral du roulement et  $\delta_r$  le déplacement radial relatif. Le facteur  $K_n$  peut être calculé à partir de la géométrie pour un contact acier/acier :

$$K_n = \left( (1/K_{pi})^{1/n} + (1/K_{pe})^{1/n} \right)^{-n} \quad (1.8)$$

$$K_p = 2,15 \times 10^5 \sum \rho^{-1/2} \delta^{*-3/2} \quad (1.9)$$

où  $\sum \rho$  est la somme des rayons de courbure et  $\delta^*$  est un déplacement adimensionné donné dans la référence [39]. Le déplacement radial  $\delta_r$  peut être déterminé par la résolution de l'équation de l'équilibre du roulement avec la charge radiale  $F_r$  :

$$F_r - \sum_{i=1}^Z Q_{n_i} \cos \Psi_i = 0 \quad (1.10)$$

La charge sur chaque élément roulant étant calculée, les dimensions des demi-ellipses de contact  $a$  et  $b$  peuvent être évaluées respectivement dans la direction transverse  $\vec{y}$  et dans la direction de roulement  $\vec{x}$  (Figure 1.2) :

$$a = a^* \left( \frac{3Q_n}{E' \sum \rho} \right)^{1/3} \quad (1.11)$$

$$b = b^* \left( \frac{3Q_n}{E' \sum \rho} \right)^{1/3} \quad (1.12)$$

dont les paramètres du contact sans dimension  $a^*$  et  $b^*$  sont donnés dans [39], et le module de Young équivalent est calculé à partir des propriétés des deux solides en contact :

$$E' = 2 \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (1.13)$$

avec  $\nu_k$  et  $E_k$  les coefficients de Poisson et les modules de Young des matériaux des deux éléments en contact.

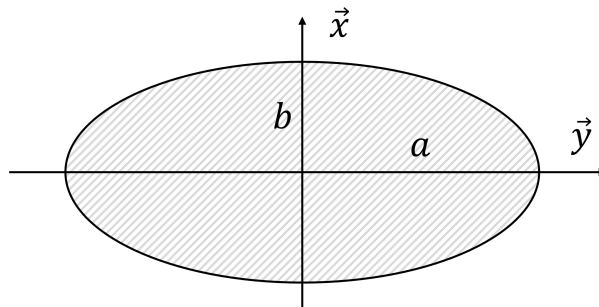


FIGURE 1.2 – Ellipse au niveau du contact entre bille et bague avec  $\vec{x}$  la direction de roulement et  $\vec{y}$  la direction transverse parallèle à l'axe de rotation du roulement

La force centrifuge exercée sur chaque bille peut être calculée à partir de leur masse :

$$F_c = \frac{1}{2} d_m m \omega_{cage}^2 \quad (1.14)$$

## II.2 Sources de pertes et modèles locaux

Les pertes au sein d'un roulement à billes peuvent être séparées en quatre catégories :

1. le glissement au niveau des contacts billes/bagues
2. les frottements au niveau de la cage
3. le roulement hydrodynamique
4. la traînée aérodynamique et le brassage

Ces différents types de pertes sont détaillés dans les sections suivantes.

### II.2.1 Pertes par glissement aux contacts éléments roulants/bagues

Les pertes par glissement sont dues à la différence de vitesses entre deux solides en contact. Le coefficient de frottement  $\mu_{sl}$  est supposé constant pour un lubrifiant donné, et sa valeur associée aux contacts billes/bagues dans les roulements est estimée environ égale à 0,05 [40]. La force de glissement peut être calculée avec la charge exercée sur les billes [41] :

$$F_{sl} = \mu_{sl} Q_n \quad (1.15)$$

Les vitesses de glissement  $v_{sl}$  aux contacts intérieurs et extérieurs de chaque bille peuvent être déterminées [39, 40] afin de calculer les pertes par glissement :

$$P_{sl} = \mu_{sl} \sum_{k=1}^Z Q_{n_k} (v_{sl,i}(k) + v_{sl,e}(k)) \quad (1.16)$$

Dans le cadre de cette étude, l'entreprise NTN Europe a mis à disposition son logiciel de dimensionnement des roulements permettant d'estimer les forces et les vitesses de glissement aux contacts.

### II.2.2 Pertes par paliers fluides

Les pertes dues aux contacts entre les éléments roulants et la cage ainsi qu'entre la cage et les bagues sont très faibles par rapport aux pertes aux contacts entre les éléments roulants et la piste des bagues [27]. La cage et les éléments roulants sont supposés bien centrés respectivement avec l'axe de rotation et dans les alvéoles, et les déformations de la cage sont négligées. Seules les pertes par cisaillement du lubrifiant sont donc prises en compte et peuvent être modélisées par des paliers fluides [27, 28, 38, 42, 43]. En faisant l'hypothèse que les contacts éléments roulants/cage et cage/bagues sont complètement gavés d'huile et que l'excentricité est nulle, la théorie de Couette peut être appliquée. Le jeu entre les deux solides étant très faible dans chaque cas, l'expression du couple de frottement est [22, 38] :

$$C = \eta S \frac{R^2 \Delta\omega}{\epsilon} \quad (1.17)$$

avec  $\epsilon$  le jeu radial,  $\eta$  la viscosité dynamique,  $R$  le rayon moyen du palier,  $\Delta\omega$  le gradient de vitesse, et  $S$  la surface de cisaillement définie par :

$$S_{cage/bague} = 2\pi LR \quad (1.18)$$

$$S_{billes/cage} = 2\pi R e_{cage} \quad (1.19)$$

où  $L_{cage}$  et  $e_{cage}$  sont la largeur et l'épaisseur de la cage.

Cette formulation est adaptée à des jeux remplis d'huile. Cependant, des observations expérimentales montrent à l'aide de cages transparentes que le fluide à l'intérieur des alvéoles est un mélange d'air et d'huile. La fraction d'huile du mélange contenu dans le jeu entre les billes et la bague diminue lorsque le jeu  $\epsilon$ , ou la viscosité cinématique  $\nu$  ou la vitesse de rotation des billes augmentent [16, 44, 45]. Le couple de frottement diminue fortement avec la vitesse et devient presque nul à des vitesses modérées [16]. Ces pertes seront donc négligées dans cette étude.

### II.2.3 Pertes par roulement hydrodynamique

Comme il a été dit précédemment, la lubrification du roulement est nécessaire afin de diminuer les frottements et donc les pertes de ce dernier. Un film d'huile est généré au niveau du contact entre les éléments roulants et les bagues. Il permet d'éviter des frottements trop importants, comme ceux obtenus dans des contacts secs. La composition des vitesses des solides amène le lubrifiant dans le contact, qui subit alors de fortes contraintes de cisaillement. La pression au sein du contact augmente et affecte les propriétés rhéologiques du film d'huile, dont l'épaisseur est supposée constante [46, 47]. Enfin, la pression en sortie du contact chute. Une dissymétrie du champ de pression intervient donc avec une valeur plus élevée à l'entrée du contact.

Le roulement hydrodynamique lors d'un régime de lubrification élasto-hydrodynamique (EHL) a été largement étudié dans la littérature [26, 46–53]. Deux méthodes pour calculer les pertes par roulement hydrodynamique en régime élasto-hydrodynamique (EHD) existent. La première est celle de Tevaarwerk qui considère que l'effort résistant est dû au décalage du centre de pression le long du contact. L'écart  $\delta$  est calculé et utilisé pour estimer la valeur du couple [46]. La seconde méthode consiste à calculer directement l'effort de résistance au roulement [26, 49, 51].

Tevaarwerk a défini une expression pour le décalage du point de pression en fonction des nombres adimensionnels de Johnson [54] :

$$g'_1 = \left( \frac{\alpha_p Q_n^3}{\eta^2 v_r^2 R_x^4} \right)^{1/2} \quad g'_3 = \left( \frac{Q_n^4}{\eta^3 v_r^3 E R_x^5} \right)^{2/3} \quad (1.20)$$

avec  $\alpha_p$  le coefficient de piézo-viscosité,  $v_r$  la vitesse de roulement,  $\eta$  la viscosité dynamique du lubrifiant et  $Q$  la charge imposée au contact. Ces nombres peuvent eux-mêmes être exprimés en fonction des nombres sans dimension de la vitesse  $U$ , de la pression  $G$  et de la charge  $W$  [48] :

$$U = \frac{v_r \eta}{E' R_x} \quad G = \alpha_p E' \quad W = \frac{Q_n}{E' R_x^2} \quad (1.21)$$

L'équation donnée par Tevaarwerk est la suivante :

$$\delta = 4,25 (g'_1)^{0.022} (g'_3)^{-0.35} \kappa^{0.91} b \quad (1.22)$$



Ce qui donne une fois réarrangé avec les nombres adimensionnels présentés précédemment, l'expression :

$$\delta = 4,25 U^{0,656} W^{-0,867} G^{0,022} \kappa^{0,91} b \quad (1.23)$$

où  $\kappa$  est l'ellipticité, c'est-à-dire le ratio des demi-axes de l'ellipse de contact ( $a/b$ ) [46]. Ainsi, le couple de pertes pour une bille peut être calculé :

$$C_{RH_{EHD}} = \delta Q_n \quad (1.24)$$

Ce qui donne pour le calcul des pertes par roulement hydrodynamique pour un contact :

$$P_{RH} = \sum_{charge} C_{RH_{EHD}} v_r / R_x \quad (1.25)$$

Les pertes de puissance par roulement hydrodynamique peuvent également être calculées avec le modèle de Zhou et Hoeprich [26] initialement dédié aux roulements à rouleaux, mais celui-ci peut aisément être adapté aux contacts ponctuels. L'expression de la force résistante au roulement est :

$$F_{RH_{EHD}} = 29,2 \frac{R_x}{\alpha_p} (GU)^{0,648} W^{0,246} R_x \quad (1.26)$$

Un coefficient  $\Phi_T$  est appliqué afin de tenir compte des effets thermiques causés par le cisaillement du fluide à l'entrée du contact :

$$\Phi_T = \frac{1 - 13,2(P_{HZ}/E')L_T^{0,42}}{1 + 0,213(1 + 2,23S^{0,83})L_T^{0,64}} \quad (1.27)$$

où

$P_{HZ}$	Pression de Hertz	$Pa$
$E'$	Module de Young équivalent	$Pa$
$L_T$	$= \left( -\frac{d\eta}{dT} \right) \frac{v_r^2}{k}$ Facteur thermique	-
$S$	$= v_{sl}/v_r$ Ratio entre les vitesses de glissement et de roulement	-
$k$	Conductivité thermique du lubrifiant	$W/K/m$

Un autre coefficient de réduction  $\Phi_S$  correspondant à la sous-alimentation du contact peut également être utilisé, sa valeur valant 1,0 si le contact est suralimenté [26]. Une formulation empirique de ce coefficient est proposée par Paouris *et al.* [47]. Les pertes par roulement hydrodynamique selon Zhou sont alors égales à :

$$P_{RH} = \sum_{charge} 2 F_{RH_{EHD}} \Phi_T \Phi_S v_r \quad (1.28)$$

Une dernière formulation de l'effort résistant au roulement en régime EHD est proposée par Houpert et Biboulet pour des contacts ponctuels [49, 51].

$$F_{RH_{EHD}} = 0,674 \kappa^{0,09} \frac{2a}{R_x} (2U)^{0,656} W^{0,133} G^{0,022} E' R_x^2 \quad (1.29)$$

De même, les pertes peuvent être déduites par la formulation :

$$P_{RH} = \sum_{charge} 2 F_{RH_{EHD}} v_r \quad (1.30)$$

Les modèles de Houpert et Biboulet et celui de Tevaarwerk donnent exactement les mêmes résultats, tandis que le modèle de Zhou, en considérant le roulement suffisamment bien lubrifié (ie.  $\Phi_S = 1$ ), fournit des résultats proches des autres modèles (Figure 1.3).

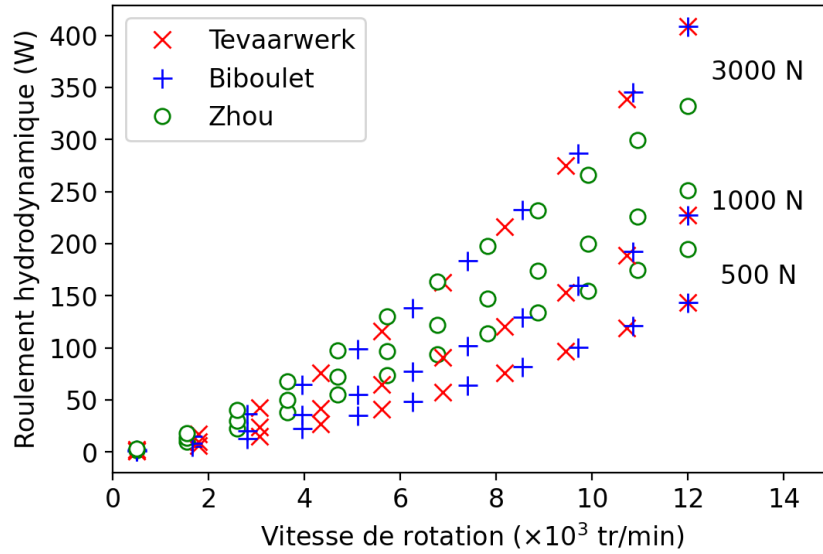


FIGURE 1.3 – Pertes par roulement hydrodynamique d'un roulement à billes (ref. 6311), en fonction de la vitesse de rotation, calculées avec les différents modèles pour trois cas de charges radiales

Ces modèles de pertes par roulement hydrodynamique sont uniquement adaptés pour les éléments roulants dont les contacts sont en régime EHD. Or dans un roulement chargé radialement, seuls certains éléments roulants sont suffisamment chargés pour être en régime EHD [53]. Aucun des modèles présentés précédemment ne prend en compte les billes non-chargées. Darul *et al.* [17, 18] ont donc proposé de considérer le régime iso-visqueux rigide (IVR) pour prendre en compte les éléments roulants non chargés. Dans ce cas, la force de roulement hydrodynamique en régime IVR devient [49] :

$$F_{RHIVR} = 0,835 \left( \frac{R_x}{R_y} \right)^{-0,358} W^{0,364} (2U)^{0,636} E' R_x^2 \quad (1.31)$$

La charge adimensionnelle  $W$  est nécessaire dans l'équation (1.31) même si aucune charge n'est appliquée sur les éléments roulants. Darul *et al.* ont fait l'hypothèse que l'épaisseur du film d'huile est égale au jeu dans le contact (en d'autres termes, égale au jeu diamétral du roulement  $P_d$  divisé par quatre). Une charge équivalente est donc calculée à partir de l'épaisseur du film d'huile en régime IVR [52] :

$$h_{IVR} = 128 R_x \left( \frac{U}{W} \right)^2 \frac{(0,131 \arctan(1/(2\lambda)) + 1,683)^2}{(1 + 2\lambda/3)^2 \lambda} \quad (1.32)$$

La charge équivalente obtenue est :

$$Q_{eq} = E' R_x^2 \left[ 128 R_x \frac{U^2}{P_d/4} \frac{(0,131 \arctan(1/2\lambda) + 1,683)^2}{(1 + 2\lambda/3)^2 \lambda} \right]^{1/2} \quad (1.33)$$

où  $\lambda$  est le rapport des rayons équivalents ( $R_x/R_y$ ). Une charge adimensionnelle  $W$  peut donc être estimée et permettre de calculer  $F_{RHIVR}$ .

Enfin, les pertes de puissance par roulement hydrodynamique peuvent être calculées en tenant compte des contacts chargés et non chargés :

$$P_{RH} = \left( \sum_{EHD} 2F_{RH_{EHD}} + \sum_{IVR} 2F_{RH_{IVR}} \right) v_r \quad (1.34)$$

### II.2.4 Pertes par traînée aérodynamique

Les pertes par traînée aérodynamique sont dues au déplacement des éléments roulants au sein d'un fluide. Dans le cas d'une sphère isolée en mouvement dans un milieu infini, les pertes par traînée sont exprimées par [55] :

$$P_{drag} = \frac{1}{2} \rho A C_D v^3 \quad (1.35)$$

avec la masse volumique  $\rho$ , la vitesse du fluide  $v$ , le maître-couple  $A$ , et le coefficient de traînée  $C_D$  dépendant du nombre de Reynolds  $Re$  défini par l'équation suivante :

$$Re = \frac{v D}{\nu} \quad (1.36)$$

où  $D$  est le diamètre de la sphère et  $\nu$  la viscosité cinématique du fluide.

Les pertes par traînée interviennent également dans les roulements à billes [27, 39, 42, 56, 57]. Dans le cas d'une lubrification par injection, les éléments roulants sont en mouvement dans un mélange air-huile monophasique dont les propriétés physiques et rhéologiques sont principalement définies par sa fraction volumique d'huile  $X$  [21, 25, 27, 56]. Les propriétés du brouillard, telles que la masse volumique  $\rho_{eff}$  et la viscosité dynamique  $\eta_{eff}$ , peuvent être estimées [58] :

$$\rho_{eff} = \rho_{huile} X + \rho_{air} (1 - X) \quad (1.37)$$

$$\eta_{eff} = \left( \frac{1 - X_m}{\eta_{air}} + \frac{X_m}{\eta_{huile}} \right)^{-1} \quad (1.38)$$

avec  $X_m$  la fraction massique d'huile dans le mélange telle que  $X_m = X \rho_{huile} / \rho_{eff}$ . Parker [21] propose une formulation empirique de cette fraction d'huile dans un roulement à billes lubrifié par injection par la bague intérieure, en considérant un coefficient de traînée pour une sphère dans un milieu infini ( $C_D = 0,45$ ) :

$$X = 62,8 \frac{\dot{m}^{0,37}}{\rho_{huile}^{0,37} \omega d_m^{1,7}} \quad (1.39)$$

avec  $\dot{m}$  le débit massique d'huile,  $\omega$  la vitesse angulaire de l'arbre et  $d_m$  le diamètre moyen du roulement. Les éléments roulants sont ici modélisés par une sphère seule, alors qu'en réalité la présence de la cage, des bagues et surtout des autres billes modifie grandement les écoulements au sein du roulement. Le sillage laissé par un élément va en effet perturber l'écoulement sur l'élément suivant, comme cela a été démontré pour le cas des roulements et d'autres applications [30, 56, 59]. Le coefficient de traînée  $C_D$  diminue, principalement à cause du train de billes. La valeur du ratio du coefficient de traînée d'une bille dans un alignement sur celui d'une bille seule varie avec l'écartement entre deux billes consécutives, et tend vers 1,0 pour un écart infini [60].

Dans le cas d'un roulement lubrifié par injection, toute l'huile injectée ne pénètre pas dans le roulement, un taux de pénétration  $\alpha$  est donc défini comme le ratio du débit pénétrant dans le roulement et du débit d'injection [19]. Ce paramètre dépend essentiellement de la vitesse de rotation. La quantité d'huile qui pénètre dans le roulement et la modification des écoulements à cause de l'alignement des billes doivent être pris en compte dans le calcul de la fraction d'huile. Le débit d'injection est remplacé par le débit d'huile traversant le roulement, et l'équation (1.39) devient [19] :

$$X = 314 \frac{(\alpha \dot{m})^{0,37}}{\rho_{huile}^{0,37} \omega d_m^{1,7}} \quad (1.40)$$

Le calcul des pertes par traînée dans un roulement à billes lubrifié par injection peut s'écrire :

$$P_{drag} = \frac{1}{2} Z \rho_{eff} C_D A \left( \frac{\omega_c d_m}{2} \right)^3 \quad (1.41)$$

où  $Z$  est le nombre de billes,  $\omega_c$  la vitesse de rotation de la cage qui entraîne les éléments roulants et  $d_m$  le diamètre moyen du roulement. Le maître-couple  $A$  est la surface perpendiculaire à l'écoulement. Pour un alignement de billes, la présence de la cage n'influence pas l'écoulement autour des billes, la valeur de  $C_D$  n'est donc pas changée, mais la valeur de l'effort de traînée diminue quand l'épaisseur de cage augmente. Cette épaisseur doit donc être prise en compte. Dans le cas d'une bille, l'aire du maître-couple correspond donc à l'aire d'un disque de diamètre  $D$  dont l'épaisseur de la cage a été soustraite [61] :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} - e_{cage} D \quad (1.42)$$

Dans le cas d'un roulement à billes, la courbure des bagues et la présence de la cage ont une influence sur le coefficient de traînée.

Ce modèle pour le calcul des pertes par traînée est utilisé dans le cas d'un roulement lubrifié par injection [19, 23, 56]. Dans le cas d'un roulement lubrifié par barbotage, le modèle de l'entreprise SKF est le seul à proposer un calcul des pertes par traînée [37, 62]. Ce modèle est présenté plus en détail dans la section II.3.2 et dans l'annexe A. La lubrification par barbotage est intéressante car elle permet d'isoler expérimentalement la traînée des autres sources de pertes en comparant les résultats obtenus avec différents niveaux d'immersions [15].

Tandis que de nombreuses études prennent en compte les pertes par traînée, sans forcément adapter la valeur du coefficient de traînée [28, 63], d'autres travaux considèrent une composante supplémentaire correspondant au brassage de l'huile par la rotation des billes autour de leur propre axe (Figure 1.4) [25, 37, 64].

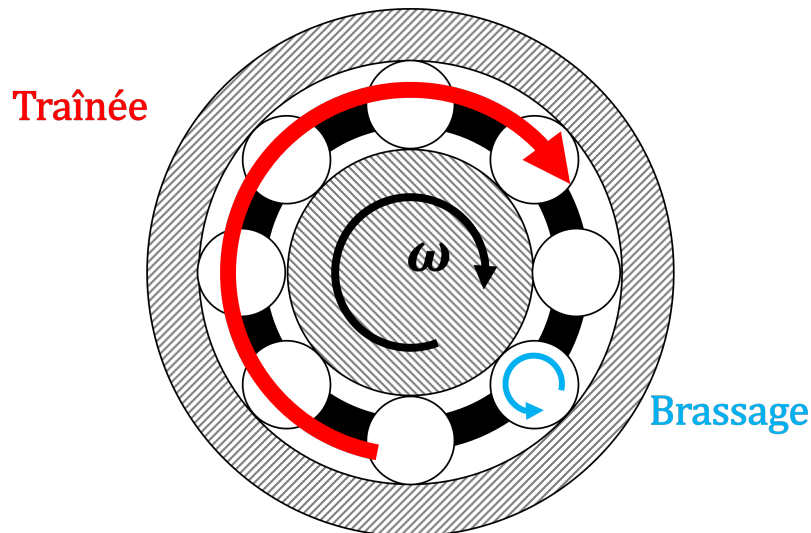


FIGURE 1.4 – Déplacements des éléments roulants engendrant de la traînée et du brassage

Lorsque les deux composantes sont prises en compte, la traînée et le brassage, le principe de superposition est appliqué, notamment dans le modèle de SKF [25, 37, 62, 64–67]. Cette hypothèse ne paraît pas valide, le phénomène d'écoulement aérodynamique étant généralement non linéaire. Une étude numérique a été menée par Marchesse afin de vérifier cette hypothèse. Les résultats montrent une augmentation du coefficient de traînée lorsque les billes sont en rotation dans un écoulement ( $C_D(v, \omega)$ ) par rapport à des billes immobiles ( $C_D(v, 0)$ ). Pour que le principe de superposition soit validé, l'écart entre les coefficients doit être égal au coefficient de traînée pour des billes en rotation dans un fluide statique (sans écoulement), tel que :

$$C_D(v, \omega) - C_D(v, 0) = C_D(0, \omega) \quad (1.43)$$

Les simulations donnent une valeur nulle du coefficient de traînée pour une sphère en rotation dans un fluide au repos ( $C_D(0, \omega) = 0$ ). Le principe de superposition n'est donc pas applicable. Les résultats sont présentés dans l'annexe B. De plus, la majorité des études citées précédemment calculent les pertes par brassage dans le cas de rouleaux où l'écoulement est fortement perturbé par leurs flancs [25, 64–67]. Ceci diverge des pertes obtenues avec des billes, où le brassage est bien moins pertinent.

Des modèles pour le calcul des pertes locales dans le roulement ont été présentés, dont le calcul des pertes par glissement, par roulement hydrodynamique et par traînée. Il existe également des modèles globaux qui permettent de prédire les pertes totales d'un roulement : le modèle de Harris-Palmgren et le modèle de SKF présentés dans la section suivante.

### II.3 Modèles de pertes globaux

Il existe deux principaux modèles globaux pour le calcul des pertes totales d'un roulement. Le premier est le modèle empirique de Harris-Palmgren, séparant les pertes en deux composantes  $M_0$  et  $M_1$  respectivement les pertes indépendantes et dépendantes de la charge [39]. Le deuxième modèle est celui de l'entreprise SKF, obtenu à partir d'un code de calcul nommé BEAST, qui dissocie les pertes en trois composantes qui sont  $M_{drag}$  pour

les pertes par traînée,  $M_{rr}$  pour le roulement hydrodynamique et  $M_{sl}$  pour celles dues aux glissements [62]. Ces deux modèles sont présentés ci-dessous.

### II.3.1 Modèle de Harris-Palmgren

Harris définit un modèle de pertes globales, basé sur les travaux de Palmgren. Celui-ci sépare les couples de pertes indépendantes et dépendantes de la charge, respectivement  $M_0$  et  $M_1$  [39]. L'expression du couple de pertes total s'exprime :

$$M = M_0 + M_1 \quad (1.44)$$

$$M_0 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (\nu_0 n)^{2/3} d_m^3 & ; (\nu_0 n) \geq 2000 \\ 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 & ; (\nu_0 n) \leq 2000 \end{cases} \quad (1.45)$$

$$M_1 = f_1 F d_m \quad (1.46)$$

avec :

$M_0$	Couple de pertes indépendantes de la charge	$N.mm$
$f_0$	Facteur des pertes indépendantes de la charge	-
$M_1$	Couple de pertes dépendantes de la charge	$N.mm$
$f_1$	Facteur des pertes dépendantes de la charge	-
$F$	Force sur le roulement	$N$
$\nu_0$	Viscosité dynamique du lubrifiant	$mm^2/s$
$n$	Vitesse de rotation	$tr/min$
$d_m$	Diamètre moyen du roulement	$mm$

$f_0$  dépend, selon Harris, du type de roulement utilisé et du type de lubrification (injection ou barbotage). Les valeurs de  $f_0$  sont données dans des tables. Pour un même type de roulement, par exemple un roulement à billes à gorge profonde, le paramètre  $f_0$  pour une lubrification par injection et par barbotage vaut respectivement 4,0 et 2,0, soit le double en injection. Le paramètre  $f_1$  peut être calculé ou directement obtenu dans des tableaux pour un roulement à gorge profonde [39].

$$f_1 = z \left( \frac{F_s}{C_0} \right)^y \quad (1.47)$$

avec  $z$  et  $y$  des constantes qui dépendent du type de roulement.  $F_s$  et  $C_0$  sont respectivement la charge statique équivalente et la capacité de charge statique.  $C_0$  est généralement donné par le constructeur et  $F_s$  est calculé avec un coefficient de sécurité qui peut être pris dans la norme ISO 281 [68]. Le modèle de Harris doit être complété par le modèle de pertes par traînée présenté précédemment [23]. La traînée est essentielle à haute vitesse et doit être prise en compte.

Cette étude portant principalement sur des roulements fonctionnant avec des charges radiales très limitées, la composante indépendante de la charge est prépondérante dans les pertes totales du roulement. Le paramètre  $f_0$  est donné dans des tables par Harris, mais plusieurs travaux montrent que la valeur de ce paramètre doit être ajustée afin de correspondre aux résultats expérimentaux [17, 19, 20, 33, 69]. De plus, dans le cas d'une lubrification par barbotage ou avec de la graisse, la quantité de lubrifiant n'intervient pas dans le calcul des pertes contrairement à ce qui peut être constaté expérimentalement ou dans d'autres modèles [33, 62].

### II.3.2 Modèle de SKF

Le modèle proposé par la société SKF sépare les couples de pertes en trois catégories : le glissement (sliding)  $M_{sl}$ , le roulement hydrodynamique (rolling)  $M_{rr}$  et la traînée aérodynamique (drag)  $M_{drag}$  [62]. L'expression du couple de pertes total est :

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} \quad (1.48)$$

Les composantes pour les pertes par roulement hydrodynamique et par glissement sont :

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \Phi_{rs} G_{rr} (\nu n)^{0,6} \quad (1.49)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (1.50)$$

avec différents facteurs correctifs et un coefficient de frottement par glissement qui sont estimés par les relations suivantes :

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (n d_m)^{1,28} \nu^{0,64}} \quad (1.51)$$

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{\exp\left(K_{rs} \nu n (d_i + d_e) \sqrt{\frac{K_Z}{2(d_e - d_i)}}\right)} \quad (1.52)$$

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) \mu_{EHL} \quad (1.53)$$

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{\exp(2,6 \times 10^{-8} (\nu n)^{1,4} d_m)} \quad (1.54)$$

avec :

$\Phi_{ish}$	Facteur de réduction thermique à l'entrée du contact	-
$\Phi_{rs}$	Facteur de réduction de sous-alimentation/suralimentation	-
$G_{rr}, G_{sl}$	Variables dépendantes du roulement et de la charge	-
$\mu_{sl}$	Coefficient de frottement par glissement	-
$\mu_{bl}$	Coefficient de glissement sec	-
$\Phi_{bl}$	Facteur pour le coefficient de frottement $\mu_{sl}$	-
$\mu_{EHL}$	Coefficient de glissement pour une lubrification totale	-

La dernière composante, correspondant au calcul du couple de pertes par traînée, s'écrit :

$$M_{drag} = M_{traînee} + M_{brassage} \quad (1.55)$$

$$M_{traînee} = 0,4 V_M K_{ball} d_m^5 n^2 \quad (1.56)$$

$$M_{brassage} = 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n d_m f_t}{\nu}\right)^{-1,379} R_s \quad (1.57)$$

où les différents coefficients s'expriment par :

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5 t) & \text{quand } 0 \leq t \leq \pi \\ 1 & \text{quand } \pi \leq t \leq 2\pi \end{cases} \quad (1.58)$$

$$R_s = 0,36 d_m^2 (t - \sin(t)) f_A \quad (1.59)$$

$$t = 2 \cos^{-1} \left( \frac{0,6 d_m - H}{0,6 d_m} \right) \quad (1.60)$$

$$f_A = 0,05 \frac{K_Z (d_e + d_i)}{d_e - d_i} \quad (1.61)$$

avec  $V_M$  une fonction du niveau d'huile relatif du roulement par rapport à son diamètre moyen, et  $f_t$ ,  $R_s$ ,  $t$  des variables dépendant du niveau d'huile  $H$ . Les paramètres  $f_A$  et  $K_Z$  dépendent du type du roulement et de sa géométrie.

Pour la composante  $M_{trainée}$ , la constante  $K_{ball}$  ne correspond qu'aux roulements à billes et permet de déterminer le nombre de billes dans le roulement. La variable  $H$  correspond à la hauteur du bain d'huile à partir du fond de piste de la bague extérieure, elle peut être utilisée ainsi pour une lubrification par barbotage. Si le roulement est lubrifié par injection, le niveau d'huile doit être considéré égal à la moitié du diamètre de l'élément roulant le plus bas (ie.  $H = D/2$ ), et la valeur du couple de perte par trainée doit être multipliée par deux [62]. Le modèle de SKF prédit donc pour deux roulements identiques des pertes plus élevées en injection qu'en barbotage, comme le modèle de Harris. Le calcul de  $M_{drag}$  est la superposition de deux phénomènes : le premier terme dans l'équation (1.55) correspond à la trainée due au déplacement des éléments roulants dans un bain d'huile, le second terme correspond au brassage de l'huile par les flancs de cylindres, mais est quand même utilisé dans le cas de roulements à billes [37]. L'équation (1.56) est démontrée et détaillée dans l'annexe A.

Dans le cas de roulements faiblement chargés et dans une plage de vitesses limitée, la trainée n'explique pas à elle seule les pertes totales des roulements, une autre source de pertes manque. Darul *et al.* [17, 18] ont montré que les pertes par roulement hydrodynamique en régime IVR sur les éléments roulants non-chargés devraient être prises en compte. Ceci est en accord avec le modèle global de Harris-Palmgren dont la composante  $M_0$  est non nulle pour de faibles charges et des vitesses limitées. En revanche, le modèle de SKF donne une plus grande importance au terme de trainée  $M_{drag}$ . Par ailleurs, les modèles globaux prédisent des pertes plus élevées pour des roulements lubrifiés par injection par rapport à une lubrification par barbotage. Comprendre les sources de pertes indépendantes de la charge en fonction du type de lubrification est alors essentiel.

Les modèles de pertes locaux et globaux ont été présentés. Ils permettent de calculer les pertes de puissance d'un roulement en fonction de plusieurs variables telles que la vitesse de rotation, la charge et les dimensions du roulement. La viscosité est également un facteur essentiel dans le calcul des pertes, puisqu'elle évolue rapidement avec la température. Cependant, les pertes sont principalement générées au niveau des contacts entre les billes et les bagues, il est donc important d'utiliser la température des contacts ou des éléments roulants. Ces températures sont difficilement mesurables, mais peuvent être estimées grâce à une modélisation du comportement thermique des roulements.

## III Couplage pertes-thermique dans un roulement

### III.1 Réseaux thermiques

La méthode des réseaux thermiques peut être appliquée afin de modéliser de manière simple les échanges thermiques au sein d'un système. Cette méthode se base sur une analogie avec les réseaux électriques, où la différence de potentiel ( $U$ ) représente la différence de température ( $\Delta T$ ) entre les nœuds, et l'intensité ( $I$ ) représente le flux de chaleur ( $Q$ ) [70]. Ainsi, la loi d'Ohm peut être utilisée d'un point de vue thermique :

$$I = \frac{U}{R_{elec}} \quad \Leftrightarrow \quad Q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (1.62)$$



Le type de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) définit la valeur de la résistance thermique  $R_{th}$ . Des expressions sont données pour chaque échange, qui sont présentées dans la section III.2. Les résistances thermiques possèdent les mêmes propriétés que les résistances électriques de sorte que :

- des résistances en série peuvent être sommées en une résistance équivalente,
- des résistances en parallèle peuvent être exprimées en une résistance équivalente dont l'inverse est égal à la somme des inverses des résistances.

Le système, pour lequel la méthode des réseaux thermiques est appliquée, doit être discrétisé en plusieurs nœuds supposés isothermes, reliés entre eux par des résistances thermiques. La résolution numérique de ce réseau permet de calculer les températures de masse des nœuds et les échanges de chaleur entre eux, contrairement à des modélisations par éléments finis, où les températures peuvent être calculées en tout point du système. Cependant ces dernières requièrent des temps de calcul beaucoup plus longs à cause de la finesse de leur maillage. De plus, les résultats seront fortement dépendants des conditions aux limites, telles que les échanges convectifs et les sources de chaleur. Plusieurs études présentent des résultats de modélisation thermique par éléments finis appliquée sur des paliers à éléments roulants (Figure 1.5) [71–74].

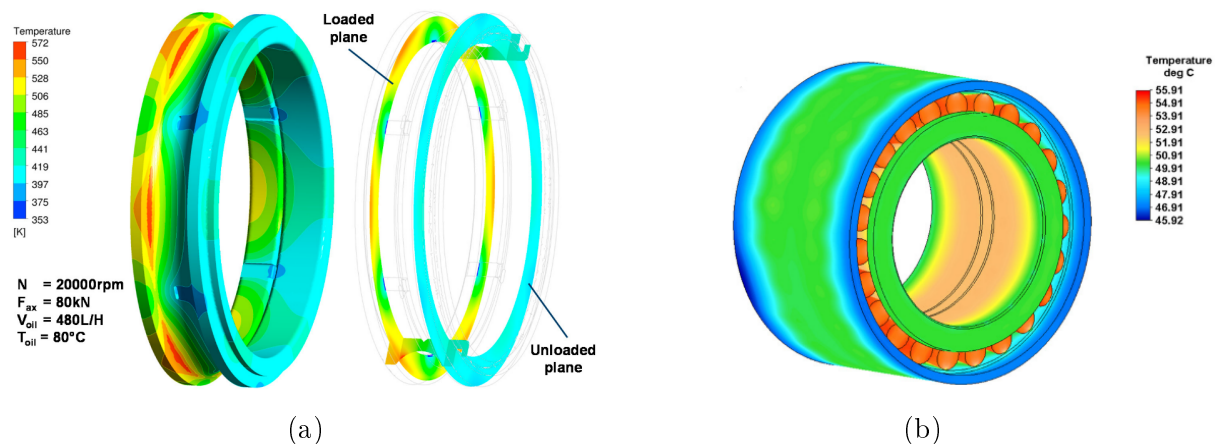


FIGURE 1.5 – Exemples de modélisations thermiques par éléments finis : (a) bague intérieure d'un roulement à billes [73]; (b) roulement à rouleaux coniques à double rangée [71]

De ce fait, la méthode des réseaux thermiques est appropriée pour des calculs rapides permettant une analyse simple des échanges au sein du système étudié et de ses températures de masse. Elle facilite aussi le couplage entre les puissances dissipées et les sources de chaleur avec la thermique du système. Cette méthode est particulièrement adaptée à l'étude des transmissions mécaniques [8, 9, 22, 75–78], et notamment aux roulements [14, 19, 23, 39, 56, 79–81]. Plusieurs niveaux de discrétisation du roulement existent, avec une modélisation à un nœud, trois nœuds et à cinq nœuds ou plus.

### III.1.1 Modèle un nœud

Lorsqu'une transmission mécanique complète est modélisée avec un réseau thermique, certains éléments comme le roulement sont discrétisés en un seul nœud par simplicité

[8, 9, 76–78, 81]. Les bagues échangent avec le carter et l'arbre par conduction. Des échanges par convection avec l'huile sont pris en compte en considérant les bagues du roulement comme deux cylindres, dont un fixe et l'autre en rotation. Les pertes sont calculées à partir d'un modèle global. Le calcul des pertes et des températures est de fait très simplifié, et permet d'inclure ce modèle avec un seul et unique nœud dans un réseau plus complexe d'une transmission mécanique.

### III.1.2 Modèle intermédiaire (trois nœuds)

Une approche intermédiaire entre le modèle à un nœud et le modèle fin à plus de cinq nœuds a été proposé par Neurouth qui conserve uniquement les paramètres les plus influents [22]. Ce modèle a été réutilisé par Niel *et al.* [23] qui calculent les pertes à partir du modèle global de Harris et les injectent dans un nœud virtuel représentant l'élément roulant, la cage et leurs contacts. La température de ce nœud n'est pas physique mais permet d'avoir une bonne estimation des températures des bagues et des pertes globales. D'autres travaux mentionnent ce type de modélisation [14, 82]. L'intérêt de ce réseau thermique est qu'il est plus simple et ne nécessite pas une connaissance précise de la géométrie du roulement. Une lubrification par injection a été prise en compte dans les travaux de Niel [6]. Ce réseau thermique a ensuite été inséré dans un réseau plus étendu, prenant en compte le comportement thermique de l'environnement du roulement (Figure 1.6) [19]. L'huile transmise et l'huile déviée ont également été représentées sur ce nouveau modèle, contrairement aux précédents qui supposaient que toute l'huile traversait le roulement.

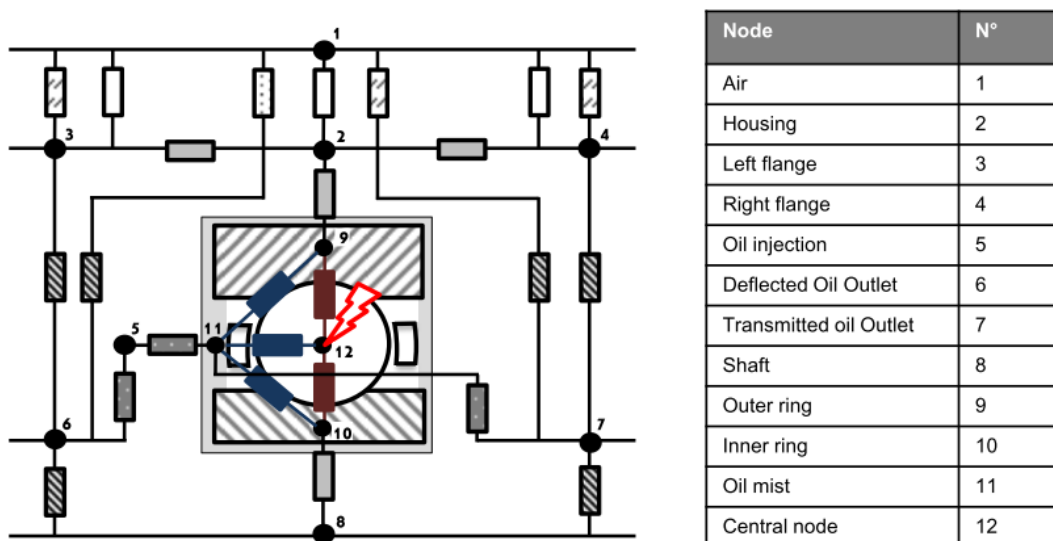


FIGURE 1.6 – Réseau thermique avec une représentation simplifiée du roulement [19]

### III.1.3 Modèle fin (cinq nœuds ou plus)

Pouly *et al.* [56, 80] ont proposé une discrétisation nodale très fine d'un roulement à billes. Les pertes locales sont calculées pour chaque source, et sont injectées dans le réseau au niveau des nœuds concernés. Les pertes par glissement et par roulement hydrodynamique sont injectées sur les nœuds contacts entre les billes et les bagues, tandis que les pertes par traînée et autres pertes hydrodynamiques sont injectées sur le nœud correspondant au mélange air-huile (Figure 1.7).

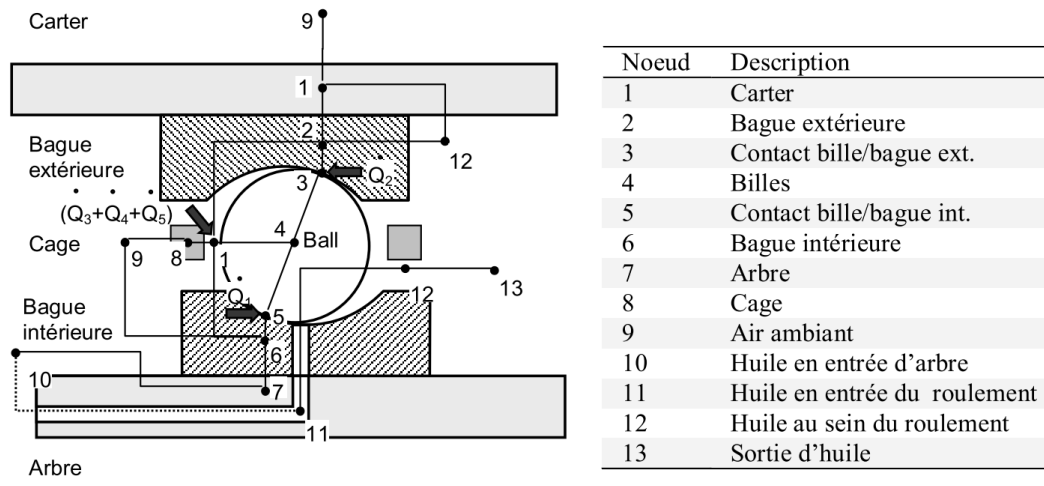


FIGURE 1.7 – Réseau thermique [56]

Ce modèle a l'avantage d'être précis et d'injecter les pertes localement dans le réseau. De plus, la température des éléments roulants peut être calculée contrairement aux modèles à un ou trois nœuds où le nœud correspondant aux billes englobe aussi les contacts et la cage. Or cette température est primordiale pour le calcul des pertes locales, car ces dernières ne sont pas influencées par la température du lubrifiant, mais par celle des solides en contact [50].

La méthode des réseaux thermiques est donc très répandue et largement utilisée dans le domaine des transmissions mécaniques et plus particulièrement pour les roulements. Ces derniers sont discrétisés plus ou moins précisément en nœuds isothermes reliés par des résistances thermiques qui définissent les échanges entre eux. Plusieurs résistances et leurs expressions sont définies dans la section suivante en fonction du type de transfert thermique considéré.

### III.2 Définition des résistances thermiques

Différentes résistances thermiques sont présentes dans le réseau thermique d'un roulement. Elles permettent de modéliser les échanges de chaleur au sein du système et avec son environnement, qui sont discrétisés en nœuds isothermes. Parmi elles se trouvent des résistances de :

- conduction,
- striction,
- transport d'huile,
- rayonnement,
- convection naturelle et forcée.

Ces résistances et les échanges qu'elles modélisent sont présentés ci-dessous.

### III.2.1 Résistances de conduction

Des échanges de chaleur par conduction interviennent au sein d'un solide. Les bagues, l'arbre et le carter sont considérés comme des cylindres creux dont la résistance de conduction radiale est définie par :

$$R_{cond,rad} = \frac{1}{2\pi k L_c} \ln \left( \frac{d_e}{d_i} \right) \quad (1.63)$$

avec :

$k$	Conductivité thermique de la bague	$W/(m.K)$
$L_c$	Longueur du cylindre	$m$
$d_i$	Diamètre intérieur du cylindre	$m$
$d_e$	Diamètre extérieur du cylindre	$m$

Une partie de la chaleur venant des contacts entre les billes et la piste des bagues va parcourir la bague intérieure puis l'arbre, et la bague extérieure puis le carter. La conduction à travers les billes est négligée, car leur température de masse est supposée homogène. Cette hypothèse est vérifiée par un nombre de Biot inférieur à 0,1 [70].

Une résistance de conduction axiale est utilisée pour modéliser les échanges à travers les carters latéraux et le long de l'arbre :

$$R_{cond,ax} = L_c/(k S) \quad (1.64)$$

avec  $L_c$  l'épaisseur de la paroi et  $S$  sa surface.

### III.2.2 Résistances de striction aux contacts billes/bagues

Les puissances dissipées sont principalement générées au niveau du contact entre les billes et les bagues du roulement, ce qui produit un échauffement local du contact dont la surface est très faible. On parle donc de striction du flux de chaleur, impliquant une très forte augmentation de la température du contact par rapport à la température de masse, représentée par la composante de la température flash. Blok a étudié ce type d'échauffement dans les engrenages, il a supposé que le flux de chaleur était uniforme à haute vitesse afin de calculer la température flash. Il donne une expression de la température flash maximale dans le contact [83] :

$$T_{f,max} = A \frac{q_{av}}{\chi} \sqrt{\frac{w}{v}} \quad (1.65)$$

avec :

$A$	Constante dépendant du contact	—
$q_{av}$	Densité de flux de chaleur uniforme moyen	$W/m^2$
$\chi$	Effusivité thermique	$W s^{1/2}/m^2/K$
$w$	Largeur du contact	$m$
$v$	Vitesse de déplacement de la source de chaleur	$m/s$

Selon le type d'éléments roulants considérés, la surface de contact peut changer. Dans le cas d'un roulement à billes, le contact est elliptique. L'expression du flux de chaleur devient :

$$q_{av} = \frac{Q}{\pi ab} \quad (1.66)$$

où  $a$  et  $b$  sont respectivement le demi-grand axe et demi petit axe du contact elliptique. En remplaçant  $q_{av}$  par son expression, la largeur du contact par  $2a$  et la constante  $A$  par 1,11 (valeur donnée pour un contact elliptique), la formulation de la température flash devient :

$$T_{f,max} = \frac{1,57 Q}{\pi b \chi \sqrt{va}} \quad (1.67)$$

En 1970, Blok exprime la résistance de striction moyenne en fonction de la résistance pour une température flash maximale donnée [84] :

$$R_{striction} = \frac{T_{f,moy}}{T_{f,max}} \times \frac{T_{f,max}}{Q} \quad (1.68)$$

avec le ratio  $T_{f,moy}/T_{f,max}$  constant et égal à 0,69. Ce qui permet finalement d'en déduire la résistance de striction pour un contact ponctuel :

$$R_{striction} = 0,69 \times \frac{T_{f,max}}{Q} = \frac{1,083}{\pi b \chi \sqrt{va}} \quad (1.69)$$

Muzychka [85] exprime la résistance de striction pour un flux de chaleur uniforme et un nombre de Peclet élevé ( $Pe > 10$ ) :

$$R_{striction} k a = \frac{1}{\pi} \left( \frac{a}{b} \right) \frac{1}{\sqrt{Pe}} \quad (1.70)$$

Avec  $k$  la conductivité thermique et  $Pe$  le nombre de Peclet tel que  $Pe = va/\alpha_{th}$ , avec  $\alpha_{th}$  la diffusivité thermique. Cette équation peut être arrangée :

$$R_{striction} = \frac{1}{\pi b \chi \sqrt{va}} \quad (1.71)$$

La même expression de la résistance de striction pour un contact elliptique est donc trouvée parmi ces différentes études [84–86].

Pour un nombre de Peclet inférieur à 0,1, c'est-à-dire pour une source de chaleur quasi-statique, les expressions suivantes sont données [85] :

$$R_{statique} k a = 0,270 \quad (1.72)$$

Et pour  $0,1 < Pe < 10$ , la résistance totale de striction est calculée comme suit :

$$\frac{1}{R_{totale}^2} = \frac{1}{R_{striction}^2} + \frac{1}{R_{statique}^2} \quad (1.73)$$

### III.2.3 Résistances de transport d'huile

L'évacuation de la chaleur par l'écoulement de l'huile injectée est également exprimée par des résistances thermiques de transport.

$$R_{transport} = \frac{1}{\dot{m} c_p} \quad (1.74)$$

avec  $\dot{m}$  le débit d'huile en  $kg/s$  et  $c_p$  la capacité thermique massique à pression constante de l'huile en  $J/kg/K$ . Le débit pris en compte dépend du taux de pénétration  $\alpha$  de l'huile

vu précédemment [35]. Le débit total d'huile injectée est séparé en deux entre l'huile pénétrant dans le roulement et le traversant ( $\alpha\dot{m}$ ), et l'huile déviée ( $(1 - \alpha)\dot{m}$ ). Les liens entre les différents nœuds d'huiles sont présentés dans la Figure 1.8.

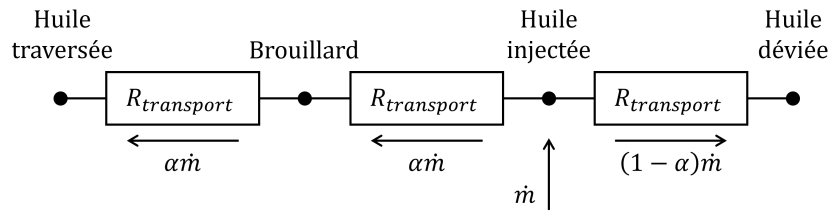


FIGURE 1.8 – Schéma des résistances thermiques de transport entre les différents nœuds d'huiles et les débits associés

### III.2.4 Résistances de rayonnement

La résistance de rayonnement entre le carter et le milieu ambiant est [70] :

$$R_{ray} = \frac{1}{\sigma S \varepsilon (T_j^2 + T_k^2)(T_j + T_k)} \quad (1.75)$$

où  $\varepsilon$  est l'émissivité du carter,  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann et  $S$  est la surface émettrice.

### III.2.5 Résistances de convection

La loi de Newton permet d'exprimer les échanges de chaleur par convection, entre un fluide et un solide :

$$Q = h S \Delta T \quad (1.76)$$

Il est important de définir certains nombres adimensionnels pour la suite [70] :

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (1.77)$$

$$Re = \frac{L_c v}{\nu} \quad (1.78)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_{th}} \quad (1.79)$$

$$Gr = \frac{g \beta L_c^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (1.80)$$

avec  $L_c$  la longueur caractéristique. Le nombre de Nusselt  $Nu$  permet d'accéder à la valeur du coefficient de convection  $h$  et de calculer les résistances. Les nombres de Reynolds et de Grashof interviennent respectivement pour la convection forcée et naturelle. Certains éléments sont immobiles dans un fluide au repos, comme le carter dans l'air ambiant, et échangent par convection naturelle. Les résistances sont données :

- Convection naturelle entre un fluide et une plaque plane [70] :

$$Nu = 0,28(Gr Pr)^{0,3} \quad (1.81)$$

- Convection naturelle d'une sphère dans un liquide [70] :

$$Nu = 2 + 0,5(Gr Pr)^{0,25} \quad (1.82)$$

Certaines surfaces sont en mouvement par rapport à un fluide, par exemple la bague intérieure et les billes sont en mouvement dans l'huile. Des échanges par convection forcée interviennent alors, dont les résistances sont :

- Convection forcée entre de l'air ou de l'huile et un cylindre en rotation [87, 88] :

$$Nu = 0,133 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (1.83)$$

pour  $10^3 < Re < 10^5$ ,

- Convection forcée entre de l'huile et une sphère [70] :

$$Nu = (1.2 + 0,53 Re^{0,54}) Pr^{0,3} \left( \frac{\eta_{huile}}{\eta_{paroi}} \right)^{0,25} \quad (1.84)$$

pour  $1 < Re < 2 \times 10^5$ ,

- Convection forcée sur une plaque plane [70] :

$$Nu = 0,664 Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (1.85)$$

pour  $Re < 5 \times 10^5$ , sinon :

$$Nu = (0,037 Re^{0,8} - 871) Pr^{1/3} \quad (1.86)$$

Dans le cas d'un écoulement le long d'une plaque plane,  $L_c$  correspond à la longueur parcourue par le fluide. Pour les échanges entre l'huile et les bagues ou l'intérieur du carter, la courbure est négligée et la longueur caractéristique prise en compte est le demi-périmètre du cylindre.

Toutes ces résistances permettent de construire le réseau thermique du roulement et de son environnement, et de simuler les évolutions des températures de chaque nœud et les échanges de chaleur entre eux. Les expressions qui ont été données pour le calcul des résistances sont valables pour des géométries et des écoulements très simples, loin du cas réel d'un roulement lubrifié par injection ou par barbotage. Certaines surfaces d'échanges peuvent donc être surestimées, surtout pour des échanges par convection forcée avec le roulement. De ce fait, certains coefficients sont appliqués sur ces surfaces. Le réseau développé dans cette étude est détaillé en Annexe D.

### III.3 Calculs des pertes et des températures

Comme présenté précédemment, le réseau thermique est composé de plusieurs nœuds supposés isothermes et reliés par des résistances thermiques. Les conditions aux limites sont représentées par des nœuds limites dont la température est imposée.

Le premier principe de la thermodynamique a été appliqué sur chaque nœud du réseau thermique :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_{p_i}} \left( Q_i - \sum_{j \text{ et } j \neq i} \frac{T_i - T_j}{R_{ij}} \right) \quad (1.87)$$

avec :

$T_i, T_j$	Températures aux nœuds i et j	$K$
$m_i$	Masse du nœud i	$kg$
$c_{p_i}$	Capacité thermique massique du nœud i	$J/(kg K)$
$Q_i$	Puissance injectée au nœud i	$m$
$R_{ij}$	Résistance thermique entre les nœuds i et j	$K/W$

En reprenant la méthode et les notations prises par Changenet [9, 89], cette équation peut être exprimée sous la forme matricielle suivante :

$$[M]\{T'\} = \{Q\} - [S]\{T\} \quad (1.88)$$

où

$[M]$	Matrice d'inertie thermique	$J/K$
$\{T'\}$	Vecteur des températures dérivées par rapport au temps	$K/s$
$\{Q\}$	Vecteur des puissances	$W$
$[S]$	Matrice de conductance thermique	$W/K$
$\{T\}$	Vecteur des températures	$K$

L'expression de la matrice d'inertie  $[M]$  est :

$$\begin{cases} i \neq j & M_{ij} = 0 \\ i = j & M_{ii} = m_i c_{p_i} \end{cases} \quad (1.89)$$

Et la matrice de conductance  $[S]$  s'exprime en fonction des résistances :

$$\begin{cases} i \neq j & S_{ij} = -\frac{1}{R_{ij}} \\ i = j & S_{ii} = \sum_{k=1 \text{ et } k \neq i} \frac{1}{R_{ik}} \end{cases} \quad (1.90)$$

Pour la résolution matricielle du système, les vecteurs de température et de pertes sont divisés en deux parties : les valeurs connues ou inconnues. Les valeurs connues sont imposées au début de la résolution.

Pour le cas stationnaire, la variation de la température au cours du temps est nulle et donne le nouveau système suivant :

$$\begin{Bmatrix} Q_{inc} \\ Q_{con} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 & S_2 \\ S_3 & S_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{con} \\ T_{inc} \end{Bmatrix} \quad (1.91)$$

Tout d'abord, les températures inconnues sont calculées à partir des pertes  $\{Q_{con}\}$  et des températures  $\{T_{con}\}$  connues.

$$T_{inc} = S_4^{-1}(Q_{con} - S_3 T_{con}) \quad (1.92)$$

Cette équation doit être résolue de manière itérative à cause de la dépendance de la matrice de conductance  $[S]$  et des pertes avec la température. Ensuite, les puissances échangées aux nœuds limites peuvent être calculées :

$$Q_{inc} = S_2 T_{inc} + S_1 T_{con} \quad (1.93)$$

Dans le cas transitoire, la résolution du système d'équations différentielles du premier ordre représenté sous forme matricielle par l'équation (1.88) permet d'obtenir les températures inconnues :

$$\frac{dT_{inc}}{dt} = M_{con}^{-1} Q_{con} - M_{con}^{-1}(S_3 T_{con} + S_4 T_{inc}) \quad (1.94)$$

Ce système peut être résolu numériquement par une méthode de type Runge-Kutta [90, 91].



## Conclusion

Dans ce chapitre, un état de l'art sur les roulements et leur comportement thermo-mécanique a été fait. Tout d'abord, les différents types de roulements les plus communs ont été présentés. Dans le contexte des moteurs et réducteurs pour véhicules électriques, les roulements sont soumis à des vitesses de rotation élevées, de faibles charges radiales, et se trouvent en général dans un environnement où le lubrifiant principal de la transmission est de l'huile. Pour ces raisons, cette étude porte sur la modélisation des roulements à billes à gorges profondes lubrifiés par de l'huile. Deux modes de lubrifications sont considérés, les lubrifications par injection et par barbotage.

Ensuite, la modélisation du roulement a été présentée. Les paramètres géométriques, les vitesses de cage et des éléments roulants, et la répartition de la charge dans le roulement ont été détaillés. Puis, une présentation des différentes sources de pertes au sein du roulement a été faite avec :

- les pertes par glissement au contact entre les billes et la piste des bagues,
- les pertes par palier fluide dues à l'huile piégée dans les alvéoles de la cage,
- les pertes par roulement hydrodynamique au niveau des contacts entre les billes et la piste des bagues,
- les pertes par traînée causées par le déplacement des éléments roulants dans un mélange air-huile.

Ces pertes peuvent être calculées grâce à des modèles locaux, dans lesquels chaque source de pertes est modélisée, ou avec des modèles globaux estimant les pertes totales du roulement. Les deux modèles globaux les plus répandus sont ceux de Harris-Palmgren et de la société SKF.

Enfin, les pertes et les températures sont très fortement couplées, une modélisation thermique du roulement est alors nécessaire et a été présentée. La méthode des réseaux thermiques, particulièrement adaptée aux transmissions mécaniques, est détaillée. Le roulement est discrétisé en plusieurs nœuds, pouvant aller d'un modèle à un nœud jusqu'à cinq nœuds ou plus. Un modèle à un nœud est insuffisant pour appréhender correctement les phénomènes physiques au sein du roulement. Un modèle fin cette fois-ci permet d'avoir une modélisation complète du roulement, mais nécessite de connaître la géométrie interne du roulement. Le modèle intermédiaire à trois nœuds est un bon compromis donnant une modélisation fiable du roulement à partir d'un nombre de paramètres limité.

Cet état de l'art a permis d'avoir toutes les connaissances nécessaires pour la modélisation du comportement mécanique et thermique d'un roulement. Cependant, de nouvelles problématiques émergent, notamment pour de faibles charges radiales et des plages de vitesses limitées ( $N.d_m < 1,0 \times 10^6$ ). En effet, dans de telles conditions de fonctionnement les pertes par traînée ne sont pas suffisantes pour expliquer la totalité des pertes dans les roulements à billes, une autre source de pertes doit alors être considérée. Darul *et al.* [17, 18] ont montré que les éléments roulants non-chargés devraient être pris en compte dans le calcul des pertes par roulement hydrodynamique en régime IVR. La composante indépendante de la charge  $M_0$  du modèle de Harris prédit également des pertes à faible

charge et faible vitesse en dehors de la traînée, contrairement au modèle de SKF dont la composante  $M_{drag}$  est importante. De plus, les modèles prédisent des pertes plus élevées avec une lubrification par injection plutôt que par barbotage. Une étude sur les différentes sources de pertes indépendantes de la charge est donc nécessaire en fonction du mode de lubrification utilisé.

Les résultats numériques doivent être validés expérimentalement grâce à des mesures. Un banc d'essais, présenté dans le chapitre suivant, a donc été utilisé afin de tester deux roulements à billes à gorge profonde lubrifiés par injection ou par barbotage.



# Chapitre 2

## Banc d'essais et roulements testés

- I Banc d'essais . . . . . 34
  - I.1 Structure du banc et caractéristiques des capteurs . . . . . 34
  - I.2 Principe de l'étalonnage du banc . . . . . 36
  - I.3 Calcul et mesure des pertes des joints à lèvres . . . . . 39
- II Roulements testés . . . . . 41
- III Paramètres testés . . . . . 43

## Introduction

Le chapitre 1 a montré que des modèles existent pour prédire les différentes pertes au sein d'un roulement à billes. De nombreux travaux présentent également des études sur la thermique des roulements. Les pertes dépendantes de la charge sont bien définies et appréhendées contrairement aux pertes indépendantes de la charge. La lubrification par injection des roulements à billes est aussi un cas d'étude récurrent, contrairement à la lubrification par barbotage. Il est donc intéressant de développer un modèle de pertes pour des conditions opératoires à faible charge et pour différents modes de lubrification.

Dans ce chapitre, les moyens expérimentaux pour l'étude des pertes et du comportement thermique de roulements à billes à gorge profonde sont présentés. Dans un premier temps, une description du banc d'essais et de son fonctionnement est proposée, expliquant aussi le principe de son étalonnage pour isoler les pertes du roulement testé ainsi que la mesure des pertes des joints à lèvres utilisés. Dans un deuxième temps, une présentation des roulements testés dans cette étude est faite. Dans un troisième temps, les différents paramètres testés sont détaillés.

## I Banc d'essais

### I.1 Structure du banc et caractéristiques des capteurs

Un banc d'essais pour l'étude des pertes et du comportement thermique de paliers à éléments roulants a été initialement développé par Niel *et al.* [20], et utilisé par Brossier *et al.* [19] (Figure 2.1). Il est conçu pour mesurer les pertes de puissance des roulements dans différentes conditions de fonctionnement. Une présentation détaillée est disponible dans les références [17, 19, 20]. Le banc d'essais est prévu pour tester une grande variété de roulements et de conditions d'essais. Il est composé d'un moteur mettant en rotation un arbre équipé d'un couplemètre positionné entre deux accouplements élastiques. Ce couplemètre mesure le couple total sur la ligne d'arbre. Le signal est mesuré avec des jauges de déformation et les informations sont transmises par induction. Après le second accouplement se trouve un limiteur de couple, suivi par deux blocs supports avec des roulements identiques et lubrifiés par un bain d'huile (blocs en noir sur la Figure 2.1). Le niveau d'huile est le même dans les deux blocs supports. Le roulement testé est placé dans un bloc mesure entre les deux blocs supports. Une charge radiale peut être appliquée sur le bloc mesure grâce à un vérin hydraulique. Cette charge radiale diminue légèrement au cours des essais et est compensée automatiquement pour revenir à la valeur de consigne initiale. Ceci peut provoquer de légères augmentations instantanées sur la valeur du couple mesurée. Aucune charge axiale n'est appliquée dans cette étude. Un schéma du banc d'essais est présenté sur la Figure 2.2. Des joints labyrinthes ou des joints à lèvres peuvent être installés dans les blocs, ces derniers étant principalement utilisés lors d'essais en barbotage pour lesquels le niveau d'huile est important.

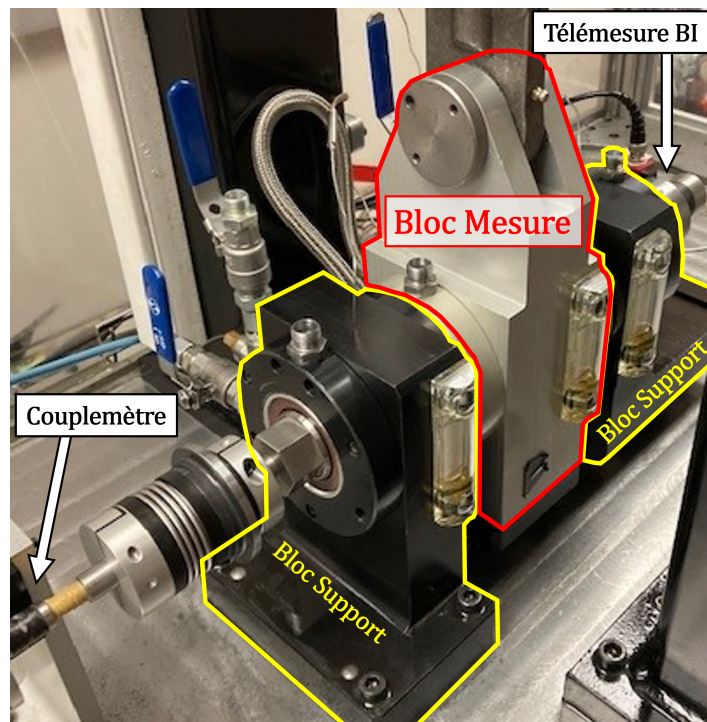


FIGURE 2.1 – Photo du banc d'essais et des blocs

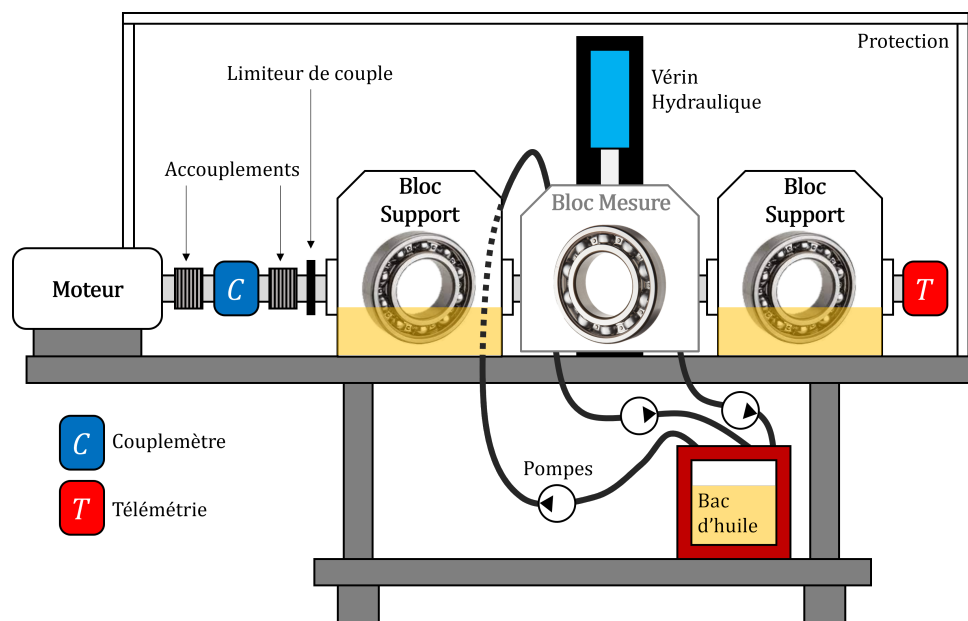


FIGURE 2.2 – Schéma du banc d'essais

Dans cette étude, la vitesse de rotation la plus élevée est égale à 12100 tr/min et la charge radiale maximale appliquée est égale à 3 kN. La température de la bague extérieure (BE) de chaque roulement, de la surface du bloc mesure et de l'air ambiant sont mesurées avec des thermocouples type K ou type T. La température de l'huile injectée et celle du bain d'huile sont mesurées lorsque le roulement testé est lubrifié respectivement par injection et par barbotage. La température de la bague intérieure (BI) du roulement du bloc mesure est mesurée par télémetrie, le dispositif se trouvant à l'extrémité de la ligne

d'arbre. Lorsque le bloc mesure est lubrifié par injection, le débit d'huile injectée est mesuré. La plage et la précision des capteurs sont résumées dans le Tableau 2.1.

TABLE 2.1 – Caractéristiques des capteurs sur le banc d'essais

Capteur	Plage	Précision
Couplemètre	0 N.m à 10 N.m	0,02 N.m
Thermocouple	-40°C à +125°C	0,5°C
Force	0 kN à 20 kN	0,4%
Débitmètre	5 l/h à 550 l/h	1,0%

Trois configurations pour la lubrification à l'intérieur du bloc mesure sont présentées sur la Figure 2.3. Lorsque la lubrification est assurée par injection, une buse est placée à proximité du roulement testé dans le bloc mesure. La valeur du débit d'injection est maîtrisée grâce à des pompes et mesurée par des débitmètres. Cette valeur varie de 5 l/h à 35 l/h (83 ml/min à 583 ml/min). L'huile est stockée dans un réservoir avec des résistances chauffantes, permettant de maintenir l'huile à la température souhaitée. Au bas du bloc mesure, de chaque côté du roulement, des évacuations sont prévues afin d'aspirer un éventuel bain d'huile résiduel au fond du bloc et assurent donc une lubrification uniquement par injection. Dans le cas d'une lubrification par barbotage, ces évacuations peuvent être bouchées afin d'avoir un bain d'huile au fond du bloc. Soit une fenêtre permet de visualiser le niveau d'huile dans le bloc, soit des bagues d'aspiration sont placées dans le bloc et réglées au niveau souhaité afin de maintenir le niveau d'huile désiré. Une lubrification par injection avec renouvellement du bain d'huile est également possible.

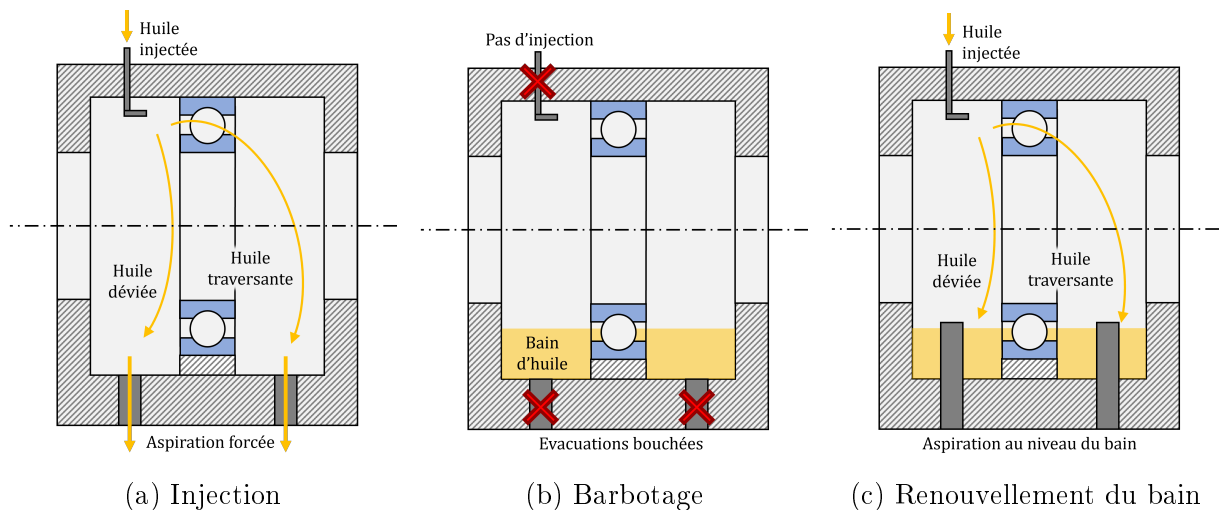


FIGURE 2.3 – Schémas des modes de lubrification du bloc mesure

## I.2 Principe de l'étalonnage du banc

Une phase d'étalonnage est nécessaire pour isoler la puissance dissipée par le roulement testé des pertes totales du banc. Le bloc mesure est ici remplacé par un bloc étalonnage comprenant deux roulements identiques à ceux des blocs supports et également lubrifiés par barbotage. Les roulements supports sont des roulements à billes à gorge profonde avec

un diamètre extérieur et intérieur respectivement égaux à 72 mm et 50 mm. Trois charges (0,5 kN, 1 kN et 3 kN) et 6 vitesses de rotation (de 3200 tr/min à 12100 tr/min) sont appliquées, donnant ainsi 18 conditions d'essais distinctes. La température de chaque bague extérieure est mesurée. Une représentation de la disposition du banc dans la configuration dédiée à l'étalonnage est donnée sur la Figure 2.4.

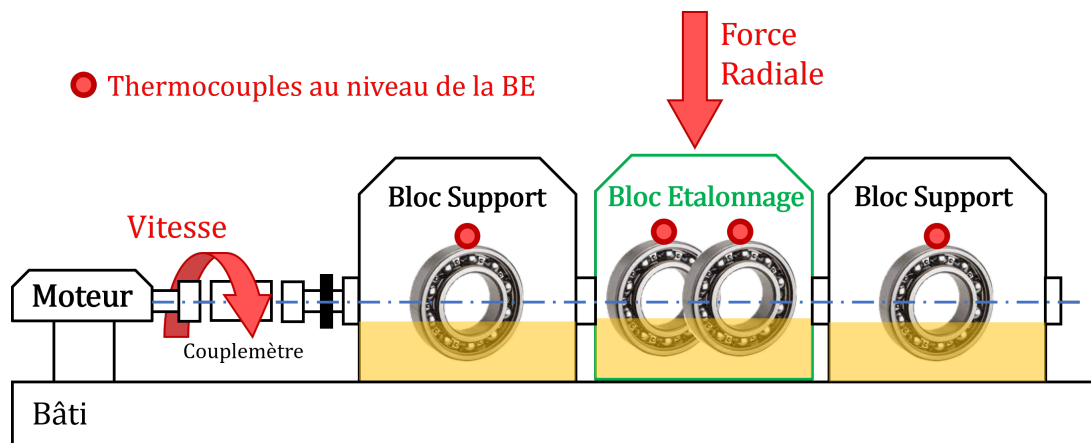


FIGURE 2.4 – Schéma de principe pour l'étalonnage du banc d'essais

Le couple total est mesuré et correspond au couple des quatre roulements supports et de leurs joints. Une fonction mathématique, présentée en Annexe C, représentant les pertes des roulements supports a été définie et créée à l'aide d'un code d'optimisation à partir des mesures. Les pertes de puissance des roulements des blocs supports sont exprimées en fonction de la vitesse de rotation, de la charge radiale et de la température moyenne des bagues extérieures. Les résultats de ce modèle numérique sont comparés au couple total mesuré du banc (soit quatre roulements supports) et sont présentés sur la Figure 2.5.



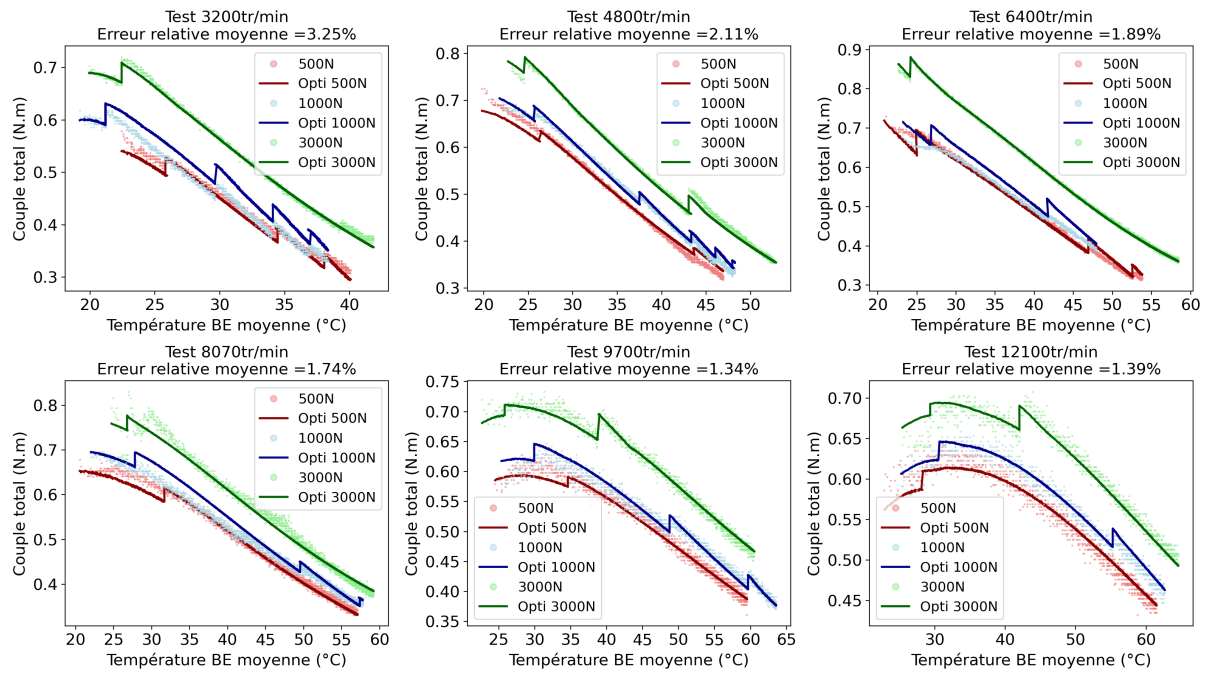


FIGURE 2.5 – Résultats de l'étalonnage pour six vitesses de rotation et trois charges

Le modèle mathématique permet de bien prédire les pertes des roulements supports en fonction de la vitesse, la charge et la température de la bague extérieure avec une erreur relative moyenne de 1,95%. En remplaçant le bloc étalonnage par le bloc mesure contenant le roulement à tester, il est alors possible d'estimer les pertes générées par ce dernier en soustrayant le couple total mesuré par le couplemètre sur le banc d'essais et celui des roulements supports prévu par la fonction mathématique due à l'étalonnage. Au démarrage et à basse température, un phénomène difficile à prendre en compte intervient et peut mener à des erreurs plus importantes, surtout à haute vitesse. Quelques résultats seront présentés uniquement à haute température pour éviter cela.

La Figure 2.6a montre l'évolution du couple ainsi obtenu pour un roulement testé en fonction du temps, pour différentes valeurs de vitesses et de températures d'injection. Les valeurs de couple peuvent être difficiles à interpréter. Une analyse des pertes de puissance semble plus pertinente sachant que les flux de chaleur et le comportement thermique des roulements sont considérés dans cette étude [20]. De plus, les essais ne démarrant pas toujours avec les mêmes températures initiales, il est plus intéressant de comparer les pertes en fonction de la température moyenne des bagues du roulement (ou à défaut de la température de la bague extérieure) au lieu du temps (Figure 2.6b). Lorsque le régime permanent ou une température de la bague intérieure supérieure à 100°C sont atteints, l'essai est arrêté. Ce critère d'arrêt permet d'éviter une déformation de la cage ou des dilatations thermiques trop importantes. Les essais à haute vitesse, produisant davantage de pertes, atteignent des températures élevées plus rapidement et sont alors arrêtés plus tôt. Les plages de temps peuvent donc être très différentes entre les essais, contrairement aux plages de températures moyennes des bagues qui restent proches entre différentes conditions opératoires. Ainsi, suite à la mesure du couple et à l'étalonnage, les pertes de puissances seront tracées en fonction de la température moyenne des bagues (ou de la température de la bague extérieure).

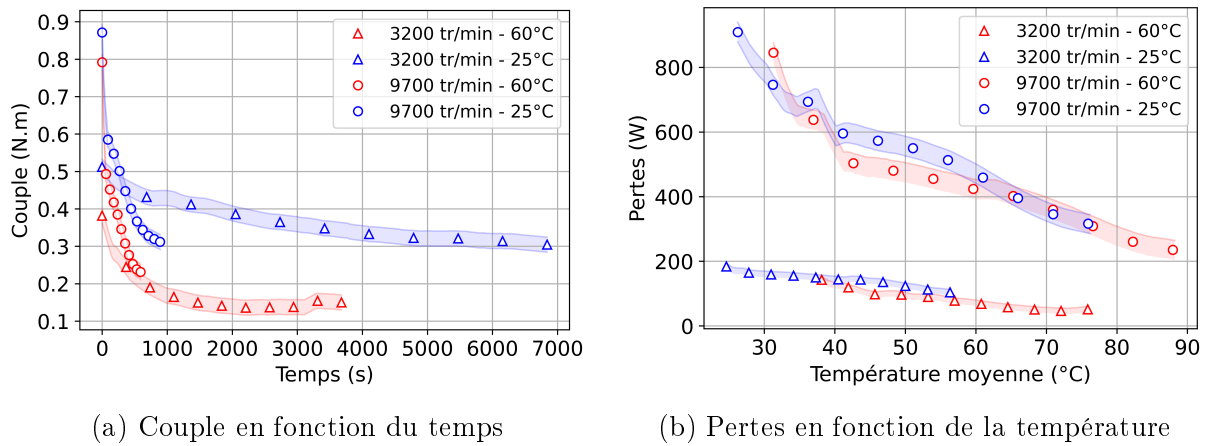


FIGURE 2.6 – Affichage des résultats d'essais

### I.3 Calcul et mesure des pertes des joints à lèvres

Pour des essais en injection, l'étanchéité est faite avec des joints labyrinthes qui sont installés sur le bloc mesure. Ces joints ont l'avantage de générer très peu de pertes. Lors des essais en barbotage avec un niveau d'huile important, des joints à lèvres doivent être installés sur le bloc mesure. Mais ces joints génèrent des pertes supplémentaires qui doivent être prises en compte afin d'isoler correctement les pertes du roulement testé. Pour cela une méthodologie permettant de mesurer les pertes des joints a été développée et appliquée sur le banc d'essais. Dans un premier temps, le banc d'essais est installé avec les deux blocs supports et un bloc mesure vide. Des essais sont réalisés avec une vitesse de rotation égale à 3200 tr/min et 6400 tr/min. Dans un second temps, le bloc mesure est équipé de deux joints à lèvres mais reste sans roulement. De nouveaux essais sont réalisés aux mêmes vitesses de rotation que précédemment. En soustrayant les pertes mesurées à une même température des bagues extérieures lors de ces deux étapes, la perte générée par les deux joints à lèvres situés dans le bloc mesure est obtenue. Le principe est présenté sur la Figure 2.7.

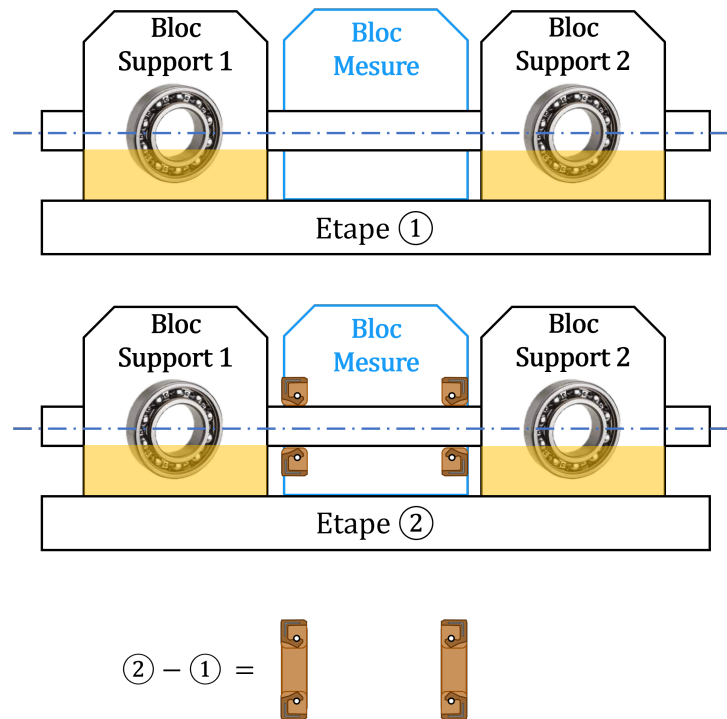


FIGURE 2.7 – Méthodologie pour la mesure des pertes des joints à lèvres du bloc mesure  
1) Essais sans joints 2) Essais avec des joints

Les résultats expérimentaux obtenus par cette méthode peuvent être comparés à ceux prévus par la formule de Simrit permettant de calculer les pertes dues aux joints à lèvre [92, 93] :

$$P_{Simrit} = 7,69 \times 10^{-6} N d_a^2 \quad (2.1)$$

avec  $N$  la vitesse de rotation de l'arbre en tr/min et  $d_a$  le diamètre de l'arbre en mm. Cette équation peut être modifiée comme ci-dessous pour calculer un couple :

$$C_{Simrit} = 7,69 \times 10^{-6} d_a^2 30/\pi \quad (2.2)$$

Ainsi ce modèle prévoit un couple indépendant de la vitesse de rotation. Pour un arbre avec un diamètre de 40 mm, le couple de perte d'un joint calculé avec l'équation 2.2 est égal à 0,117 N.m. Les résultats des mesures et de la formule sont présentés sur la Figure 2.8.

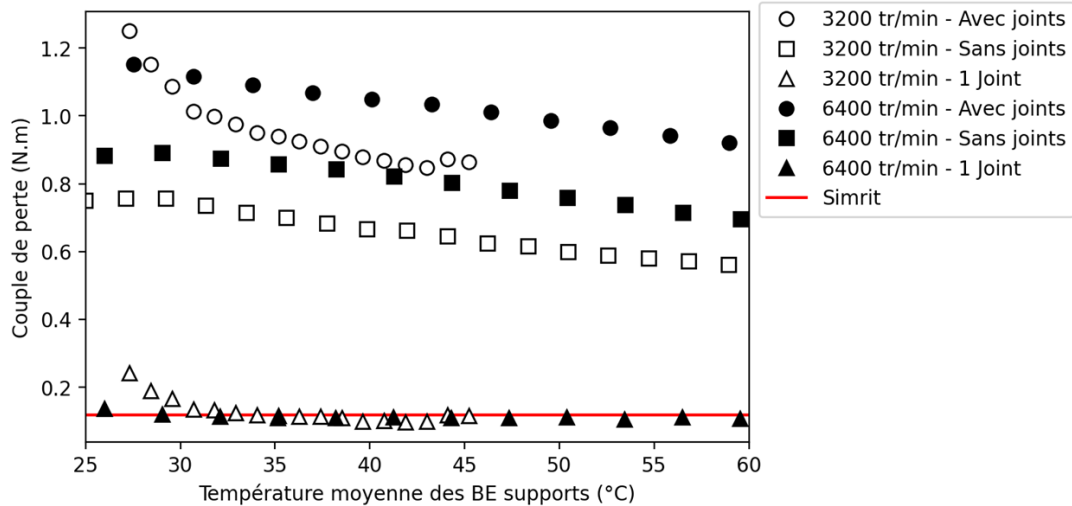


FIGURE 2.8 – Couple en fonction de la température moyenne des bagues extérieures des blocs supports

L'écart moyen relatif entre les mesures et l'équation 2.2 est égal à  $-4,64\%$  et  $4,64\%$  à  $3200$  tr/min et  $6400$  tr/min respectivement.

La formule de Simrit est donc adaptée pour prendre en compte les pertes des joints à lèvres lorsque ceux-ci sont installés dans le bloc mesure. Elle est alors utilisée par la suite pour isoler les pertes du roulement testé lorsque le bloc mesure est équipé de joints à lèvres, ou pour la modélisation des pertes et de la thermique du bloc mesure et de son roulement.

## II Roulements testés

Deux roulements à billes à gorge profonde représentés sur la Figure 2.9, de références 6311 et 6208, ont été testés. Les dimensions des roulements testés sont fournies dans le Tableau 2.2. La géométrie interne est connue pour les deux roulements testés. Certaines informations fournies par les constructeurs sont données dans leur catalogue telles que le diamètre extérieur  $d_e$ , le diamètre intérieur  $d_i$ , le diamètre moyen  $d_m$ , la largeur  $B$  et la charge statique  $C_0$ . Des informations supplémentaires sur la géométrie interne sont ici indiquées comme le diamètre des billes  $D$ , le nombre de billes  $Z$  et le jeu diamétral  $P_d$ . Leur osculation est également connue et définie par  $f = r/D$ , où  $r$  est le rayon de courbure de la gorge de la piste du roulement. L'écart relatif  $L/D$  entre les billes est donné.



FIGURE 2.9 – Roulements 6311 (à gauche) et 6208 (à droite)

TABLE 2.2 – Caractéristiques et dimensions des roulements étudiés

Caractéristique	Roulement 6311	Roulement 6208
$d_e$	120 mm	80 mm
$d_i$	55 mm	40 mm
$d_m$	87,5 mm	60 mm
$D$	20,6 mm	11,9 mm
$Z$	8	9
$B$	29 mm	18 mm
$C_0$	45 kN	17,8 kN
$f_e$	0,52	0,53
$f_i$	0,51	0,51
$\gamma = D/d_m$	0,236	0,198
$P_d$	34 $\mu m$	56 $\mu m$
$L/D$	1,66	1,76

Le roulement 6311 a été choisi pour ses grandes dimensions, notamment le diamètre des billes qui permet de mettre en avant les pertes indépendantes de la charge telles que la traînée. Le roulement 6208 quant à lui est plus petit et plus proche de l'application industrielle visée. Par exemple, le rapport des volumes des roulements vaut 3,8 avec le volume exprimé par  $V = \pi(d_e^2 - d_i^2)B/4$ , et le rapport de diamètre de bille est égal à 1,73. Les pertes hydrodynamiques devraient être plus importantes dans le roulement 6311 que dans le roulement 6208 en raison des rayons de courbure et des diamètres de billes plus importants. Les cages ont une conception identique pour les deux roulements, seules leurs dimensions sont différentes. Ce sont des cages asymétriques en PPA et adaptées à la haute vitesse de sorte à éviter tout pincement des billes dans les alvéoles. Plusieurs campagnes d'essais ont été réalisées pour tester ces deux roulements. L'influence de différents paramètres est observée et mesurée. Ces paramètres sont détaillés dans la partie suivante.

### III Paramètres testés

Plusieurs paramètres peuvent être testés sur le banc d'essais. Tout d'abord, le lubrifiant utilisé et les propriétés associées ont une grande influence sur les essais et les pertes du roulement [20]. Les essais ont été effectués avec une huile minérale de boîte de vitesses dont les propriétés physiques sont données dans le Tableau 2.3. Les deux roulements ont été lubrifiés par injection ou par barbotage. La température du lubrifiant est régulée et chauffée jusqu'à environ 60°C en injection. Certains essais ont également été effectués avec une huile à température ambiante. La température de l'huile est mesurée à l'entrée de la buse d'injection. Dans le cas du barbotage, le bain d'huile est initialement à température ambiante et n'est pas régulé en température. Les propriétés du lubrifiant peuvent être calculées en fonction de sa température à partir des données de la fiche technique et de la norme NF ISO 6336-1 :2019 [94] :

$$k = -0,03T/400 + 0,14 \quad (2.3)$$

$$c_p = 3,5T + 1800 \quad (2.4)$$

$$\rho = \rho_{15} - 0,6(T - 288) \quad (2.5)$$

$$\eta = \nu\rho \times 10^{-6} \quad (2.6)$$

avec la viscosité cinématique respectant la loi logarithmique suivante :

$$\log(\log(\nu + 0,6)) = A \log(T) + B \quad (2.7)$$

$$A = (\log(\log(\nu_{100} + 0,6)) - \log(\log(\nu_{40} + 0,6))) / C \quad (2.8)$$

$$B = \log(\log(\nu_{40} + 0,6)) - A \log(313) \quad (2.9)$$

$$C = \log(373) - \log(313) \quad (2.10)$$

TABLE 2.3 – Caractéristiques de l'huile utilisée

Paramètre	Valeur
Viscosité cinématique à 40°C	36,6 cSt
Viscosité cinématique à 100°C	7,8 cSt
Masse volumique à 15°C	864 kg/m <sup>3</sup>

L'impact de la température et de la viscosité cinématique de l'huile sur les pertes de puissance est étudié dans une plage de 20°C ( $\nu = 82,2$  cSt) à 100°C ( $\nu = 7,8$  cSt). Les valeurs du débit d'huile sont définies pour chaque essai. Deux débits d'huile ont été testés pour le roulement 6311 à 15 l/h et 35 l/h, et deux autres pour le roulement 6208 à 5 l/h et 15 l/h. Le ratio des volumes internes des roulements et des débits sont presque équivalents et valent respectivement quatre et trois. Pour les essais avec une lubrification par barbotage, le niveau d'huile peut varier et est exprimé en fonction du nombre de billes immergées. Quatre niveaux d'huile sont testés dans une plage allant d'une demi-bille immergée jusqu'à la moitié du roulement immergé.

La vitesse de rotation est un paramètre essentiel pour l'étude des pertes dans les roulements à billes. La vitesse maximale atteinte pour le roulement 6311 est fixée à 9700

tr/min (un produit  $N.d_m$  égal à  $0,848 \times 10^6 \text{ mm.tr/min}$ ) et jusqu'à 12100 tr/min pour le roulement 6208 ( $N.d_m$  de  $0,726 \times 10^6 \text{ mm.tr/min}$ ). La vitesse minimale est égale à 3200 tr/min. Les différentes vitesses de rotation et les  $N.d_m$  associés à chaque roulement sont résumés dans le Tableau 2.4.

TABLE 2.4 – Valeurs de  $N.d_m$  pour chaque roulement testé et aux différentes vitesses

Vitesse de rotation (tr/min)	Produit $N.d_m$	
	6311	6208
3200	280000	192000
4800	420000	288000
6400	560000	384000
8070	706125	484200
9700	848750	582000
12100		726000

Comme l'intérêt de cette étude réside dans les pertes de puissance indépendantes de la charge, la charge radiale appliquée sur les roulements testés est inférieure à 10% de la charge statique  $C_0$ . Ainsi, les charges radiales appliquées valent respectivement 1 kN et 3 kN pour le roulement 6311, et valent 0,5 kN et 1 kN pour le roulement 6208 (Tableau 2.5).

TABLE 2.5 – Pourcentage de la charge statique appliquée radialement sur chaque roulement

Charge radiale	Pourcentage du $C_0$	
	6311	6208
500 N		2,81%
1000 N	2,22%	5,62%
3000 N	6,67%	

## Conclusion

Ce chapitre a présenté les moyens expérimentaux mis en place afin d'étudier les pertes et le comportement thermique de roulements à billes à gorge profonde. Un banc d'essais a été utilisé pour cette étude :

- le banc roulement du LabECAM est un banc modulaire qui permet de tester une grande variété de roulements. Ici, seulement des roulements à billes à gorge profonde ont été testés, lubrifiés par injection et/ou par barbotage ;
- de grandes plages de conditions opératoires sont possibles. La vitesse de rotation, la charge radiale, la température et le débit de l'huile injectée et/ou le niveau de l'huile en barbotage sont contrôlés ;

- ce banc permet la mesure de plusieurs paramètres comme les températures des bagues extérieure et intérieure, la température du carter, de l'air ambiant, de l'huile injectée et/ou du bain d'huile ;
- un couplemètre permet de mesurer le couple total de la ligne d'arbre. Un étalonnage du banc est réalisé afin d'isoler le couple de perte du roulement testé ;
- une étude a été réalisée pour mesurer les pertes des joints à lèvres utilisés lorsque le roulement testé est lubrifié par barbotage avec un niveau d'huile important.

Deux roulements à billes à gorge profonde ont été testés sur ce banc d'essais, un roulement 6311 et un 6208 :

- les deux roulements sont des roulements à billes à gorge profonde avec une cage asymétrique, seul un facteur d'échelle intervient, le roulement 6208 étant plus petit que le roulement 6311
- le roulement 6311, de par ses grandes dimensions, notamment avec un diamètre de bille important, doit permettre de mettre en avant les pertes indépendantes de la charge
- le roulement 6208 est plus proche de l'application industrielle visée, par exemple dans les moteurs et réducteurs de véhicules électriques.

Ce banc d'essais permet l'étude expérimentale des deux roulements testés pour différentes conditions opératoires et plusieurs modes de lubrification. Ces résultats peuvent ensuite être comparés à des modèles de pertes et des simulations du comportement thermique des roulements.





# Chapitre 3

## Lubrification par injection

I	Méthodologie . . . . .	48
II	Résultats expérimentaux . . . . .	49
II.1	Taux de pénétration . . . . .	50
II.2	Pertes d'un roulement lubrifié par injection . . . . .	51
II.2.1	Influence de la charge radiale sur les pertes . . . . .	52
II.2.2	Influence de la vitesse de rotation sur les pertes . . . . .	52
II.2.3	Influence du débit d'injection sur les pertes . . . . .	54
II.2.4	Influence de la température d'injection sur les pertes . . . . .	55
II.2.5	Influence des dimensions des roulements sur les pertes . . . . .	55
II.2.6	Influence du nombre de billes sur les pertes . . . . .	56
III	Modèles de pertes en injection . . . . .	57
III.1	Coefficient de traînée . . . . .	57
III.2	Modèle de SKF . . . . .	58
III.3	Modèle de Harris-Palmgren . . . . .	62
III.4	Modèle local . . . . .	65
IV	Réseau thermique en injection . . . . .	68
IV.1	Présentation du réseau thermique . . . . .	68
IV.2	Validation des résistances indépendantes des conditions de fonctionnement . . . . .	70
IV.3	Application des résistances liées à l'huile et des pertes . . . . .	71
IV.4	Modélisation du comportement thermo-mécanique d'un roulement à billes . . . . .	74
IV.4.1	Influence du débit d'injection . . . . .	74
IV.4.2	Influence de la température d'injection . . . . .	75
IV.4.3	Influence des dimensions des roulements . . . . .	76
IV.4.4	Influence du nombre de billes . . . . .	77

## Introduction

Le chapitre 1 a présenté la méthode des réseaux thermiques pour prédire les échanges de chaleur et l'évolution des températures, ainsi que plusieurs modèles pour le calcul des pertes de puissance dans les roulements à billes. Ces modèles doivent être validés expérimentalement. Dans ce but, un banc d'essais pour étudier le comportement thermique et énergétique d'un roulement a été présenté dans le chapitre 2. Ce banc modulaire permet de tester divers roulements sous différentes conditions opératoires. Le type de lubrification peut notamment être choisi parmi une lubrification par injection ou par barbotage. Deux roulements à billes à gorge profonde sont testés, dont les caractéristiques ont été présentées.

Dans ce chapitre, les travaux sur la lubrification des roulements par injection d'huile sont présentés. Tout d'abord, une méthodologie expérimentale est proposée avec les matrices d'essais. Ensuite, une étude des résultats expérimentaux est faite, avec des essais pour évaluer les pertes de puissance, et pour mesurer l'évolution des températures des roulements testés. Puis, les modèles de pertes globaux et locaux sont testés et comparés aux mesures faites sur le banc d'essais. Enfin, ces modèles sont couplés à un réseau thermique afin de simuler les pertes et le comportement thermique des roulements étudiés.

## I Méthodologie

Des essais ont pu être réalisés sur le banc roulement présenté dans le chapitre 2. Dans un premier temps, pour l'étude des pertes d'un roulement lubrifié en injection, il est nécessaire de connaître la quantité d'huile à l'intérieur du roulement. Celle-ci peut être estimée à partir de mesures du taux de pénétration de l'huile injectée dans le roulement. Il s'agit de la quantité d'huile traversant le roulement par rapport à la quantité d'huile sortant de la buse. Le taux de pénétration et la méthode pour le mesurer sont présentés dans la partie suivante. Dans un second temps, les pertes et les températures d'un roulement sont mesurées au travers de plusieurs campagnes d'essais. Les deux Tableaux 3.1 et 3.2 ci-dessous présentent les matrices des essais réalisés avec les deux roulements lubrifiés par injection. Plusieurs vitesses sont choisies pour chaque configuration, la plage de vitesse allant de 3200 tr/min à 12100 tr/min (un seul essai à 1600 tr/min a été fait avec le roulement 6311). Les résultats présentés dans la section suivante proviennent des essais de ces matrices.

TABLE 3.1 – Matrice d’essais pour les mesures des pertes et des températures avec le roulement 6311

Nombre de vitesses	Température (°C)	Débit (l/h)	Nombre de billes	Charge radiale (kN)
5	60	15	8	3
3	60	15	8	1
2	60	15	4	3
7	60	35	8	3
3	25	15	8	1
2	25	35	8	3
Arrêt	Refroidissement			

TABLE 3.2 – Matrice d’essais pour les mesures des pertes et des températures avec le roulement 6208

Nombre de vitesses	Température (°C)	Débit (l/h)	Charge radiale (kN)
5	60	5	0,5
6	60	15	0,5
3	25	5	0,5
2	25	15	0,5
Arrêt	Refroidissement		

Les principaux paramètres qui varient sont la vitesse de rotation de l’arbre, le débit et la température d’injection. D’autres paramètres sont modifiés afin d’observer leur impact sur les pertes et les températures comme le nombre de billes et la charge radiale (cette dernière restant très faible face à la charge statique des roulements). Pour le roulement 6208, tous les essais ont été réalisés avec une charge de 500 N. De plus, seul le roulement 6311 a pu être testé avec un nombre différent de billes. Les parties suivantes présentent les résultats expérimentaux obtenus pour le taux de pénétration puis pour les pertes des roulements. Ensuite, ces mesures seront comparées avec les modèles de pertes précédemment présentés. Enfin, les modèles de pertes seront couplés avec un réseau thermique permettant de prédire le comportement thermique des roulements.

## II Résultats expérimentaux

Plusieurs résultats expérimentaux ont été obtenus grâce au banc d’essais. Deux types d’essais ont été réalisés : les premiers permettent de mesurer la quantité d’huile injectée traversant le roulement, les seconds permettent de mesurer les pertes et les températures. Ces essais ont été faits pour différentes conditions opératoires, faisant varier la vitesse de rotation, le débit et la température d’injection par exemple. Les résultats sont présentés dans les deux parties suivantes.

## II.1 Taux de pénétration

Le taux de pénétration  $\alpha$  est un paramètre nécessaire afin de calculer la fraction volumique d'huile du mélange air-huile au sein du roulement. Cette fraction permet ensuite de calculer les propriétés du brouillard qui interviennent dans le calcul des pertes par traînée mais également dans la modélisation des phénomènes de convection forcée à l'intérieur du roulement (Figure 3.1).

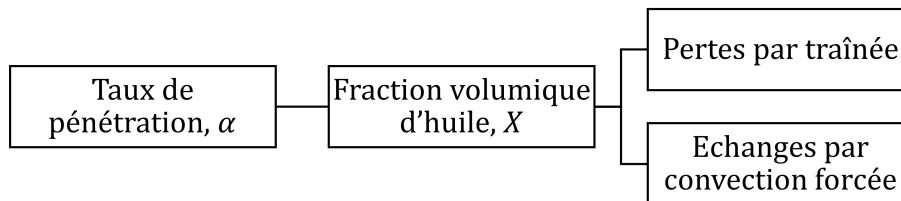


FIGURE 3.1 – Implication du taux de pénétration dans la modélisation des pertes et des échanges

De l'huile est injectée sur le roulement par une buse. Une certaine quantité de cette huile pénètre dans le roulement et le traverse, tandis que le reste est dévié. Le taux de pénétration est la proportion d'huile traversant le roulement lorsque celui-ci est en rotation (Figure 3.2).

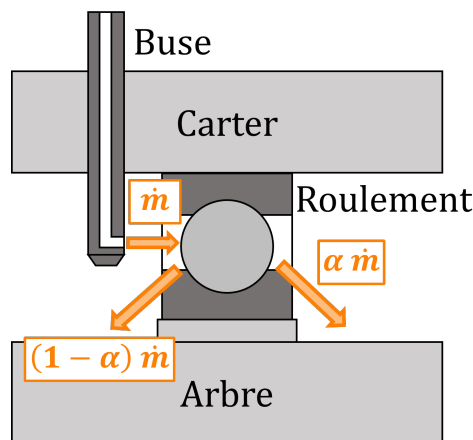


FIGURE 3.2 – Schéma pour le concept du taux de pénétration

Le taux de pénétration peut être facilement évalué à partir de la mesure du débit traversant et du débit d'injection. Ce dernier est mesuré grâce à un débitmètre installé sur le banc d'essais. Le débit traversant est, quant à lui, mesuré avec un bécher gradué jusqu'à 1000 ml avec une précision de 10 ml et un chronomètre. Ce paramètre a été mesuré pour les deux roulements et pour différentes conditions opératoires.

Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés en fonction de la vitesse de rotation sur la Figure 3.3. L'huile est injectée à 60°C et à des débits égaux à 25 l/h et 5 l/h respectivement pour les roulements 6311 et 6208. Les mêmes observations que Brossier *et al.* [19] ont été faites sur les deux roulements testés ici, le taux de pénétration décroît quand la vitesse de rotation augmente. À haute vitesse l'huile pénètre plus difficilement dans le roulement et une quantité plus faible parvient à traverser.

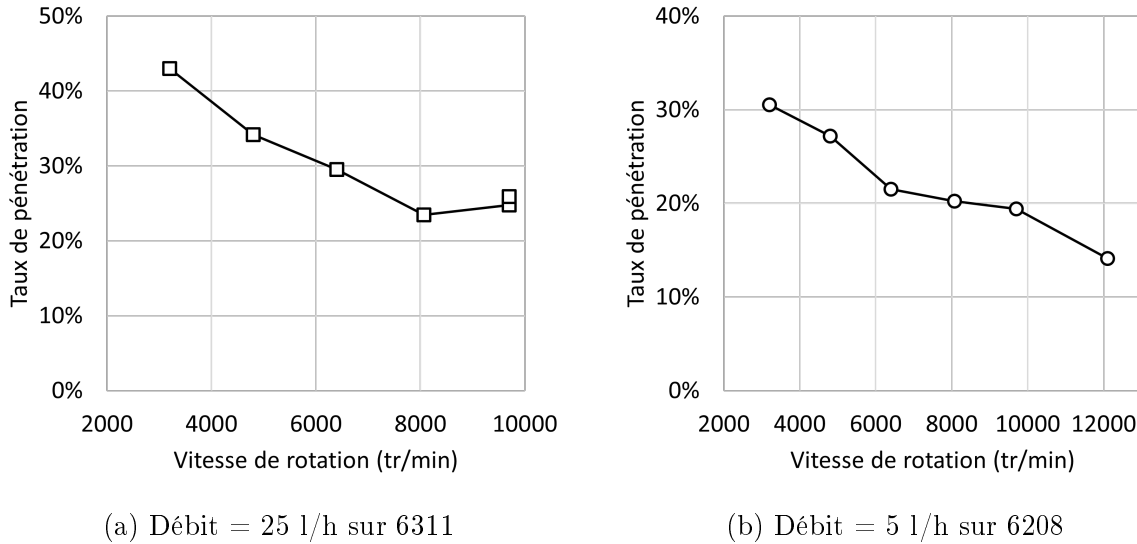


FIGURE 3.3 – Mesures du taux de pénétration en fonction de la vitesse de rotation pour les deux roulements testés

Les valeurs mesurées du taux de pénétration sont par la suite utilisées dans les modèles.

## II.2 Pertes d'un roulement lubrifié par injection

Comme mentionné précédemment, des essais ont été réalisés afin de mesurer les pertes de deux roulements à billes à gorge profonde. Même si l'intérêt de cette étude sont les pertes indépendantes de la charge, une faible charge radiale est tout de même appliquée sur le roulement afin d'éviter la présence de phénomènes vibratoires indésirables.

La Figure 3.4 illustre les calculs d'erreurs, d'incertitudes et d'écart relatif moyen, qui sont expliqués ci-après. Ceci permet d'avoir une meilleure compréhension des analyses et des comparaisons faites dans cette étude.

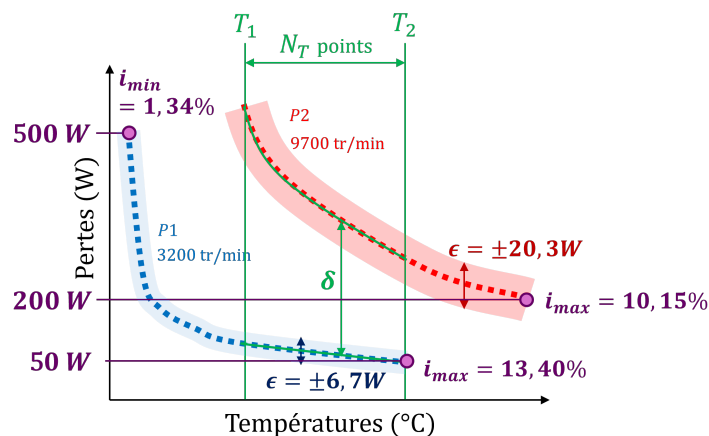


FIGURE 3.4 – Calcul des erreurs, des incertitudes et des écarts relatifs moyens

L'erreur de mesure absolue  $\epsilon$  est la somme de l'erreur liée à la précision du couplemètre (qui vaut 0,02 N.m) et l'erreur due à l'étalonnage du banc (entre 1% et 4% des pertes des roulements supports).

Les incertitudes relatives maximales  $i_{max}$  et minimale  $i_{min}$  sont respectivement l'erreur de mesure divisée par les pertes ( $P$ ) minimales et maximales d'un essai :

$$i_{max} = \epsilon / \min(P) \quad i_{min} = \epsilon / \max(P) \quad (3.1)$$

L'écart relatif moyen entre deux courbes de pertes nommées  $P_1$  et  $P_2$  est calculé sur la plage de température commune entre ces deux courbes, composée de  $N_T$  points entre  $T_1$  et  $T_2$ . Ci-dessous la formule pour le calcul de l'écart relatif moyen de  $P_2$  par rapport à  $P_1$  :

$$\delta = \frac{\sum_{i=T_1}^{T_2} \frac{|P_{2i}-P_{1i}|}{P_{1i}}}{N_T} \quad (3.2)$$

L'influence de différents paramètres sur les pertes des roulements à billes a été étudiée. Cela a été fait au travers des campagnes d'essais avec les deux roulements testés, dont les matrices d'essais ont été présentées précédemment (Tables 3.1 et 3.2).

### II.2.1 Influence de la charge radiale sur les pertes

Comme précisé précédemment, cette étude porte sur les pertes indépendantes de la charge. Cependant, une charge radiale est tout de même appliquée sur les roulements mais reste faible par rapport à la charge statique de ces derniers. Le roulement 6311 a été testé à 3200 tr/min et 4800 tr/min, et deux charges radiales entre 1 kN et 3 kN ont été appliquées. Les mesures sont comparées à des vitesses identiques mais des charges différentes. Les écarts relatifs moyens obtenus sont faibles, inférieurs à 11%, et montrent bien que la charge radiale, lorsqu'elle est limitée à 10% du  $C_0$ , a une influence minimale sur les pertes (Figure 3.5).

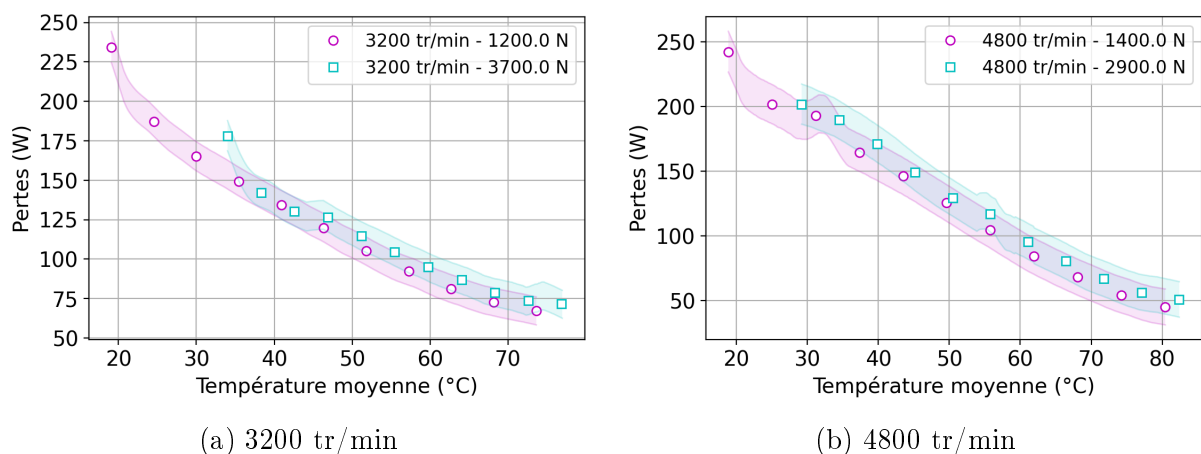


FIGURE 3.5 – Influence de la charge radiale sur les pertes du roulement 6311

### II.2.2 Influence de la vitesse de rotation sur les pertes

Les pertes des roulements 6311 et 6208 sont mesurées sur une plage de vitesses de rotation allant de 3200 tr/min à 12100 tr/min, les autres conditions opératoires sont similaires. Les pertes augmentent fortement avec la vitesse (Figure 3.6).

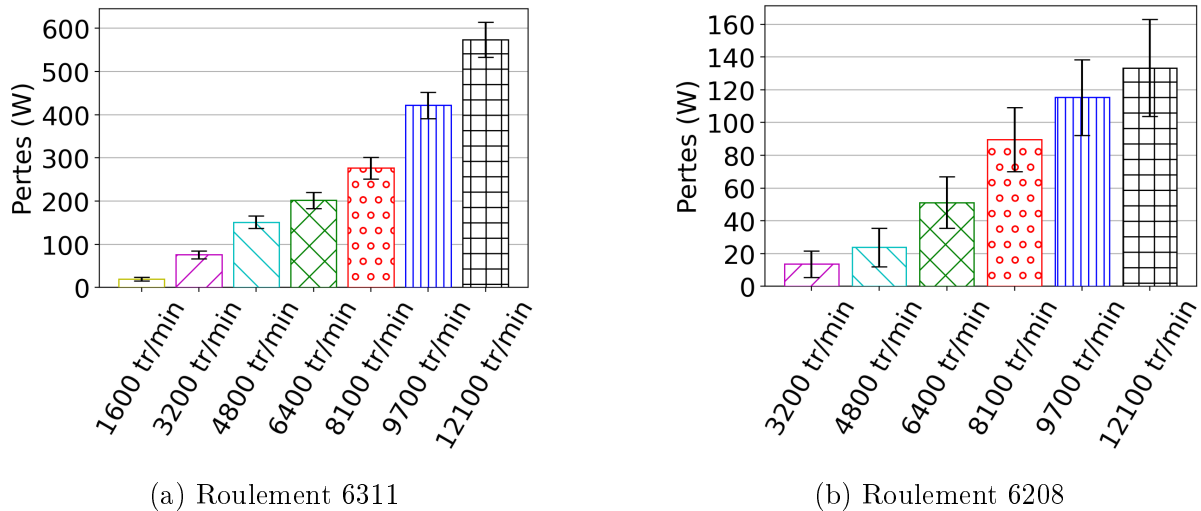


FIGURE 3.6 – Influence de la vitesse de rotation sur les pertes des roulements à une température moyenne des bagues égale à  $60^{\circ}\text{C}$

Une comparaison des résultats de deux séries d'essais pour chaque roulement a été faite. Les pertes obtenues à une température moyenne des bagues égale à  $60^{\circ}\text{C}$  ont été tracées en fonction du produit  $N.d_m$  (Figure 3.7). Les pertes évoluent linéairement avec la vitesse de rotation jusqu'à un  $N.d_m$  égal à environ  $0,75 \times 10^6 \text{ mm.tr/min}$ . Au-delà de cette valeur, seul le roulement 6311 a pu être testé, et l'évolution des pertes change, elles augmentent davantage avec la vitesse. Cette observation a également été faite sur d'autres roulements avec un changement de comportement intervenant pour des valeurs de  $N.d_m$  entre  $0,5 \times 10^6$  et  $1,0 \times 10^6$  [6].

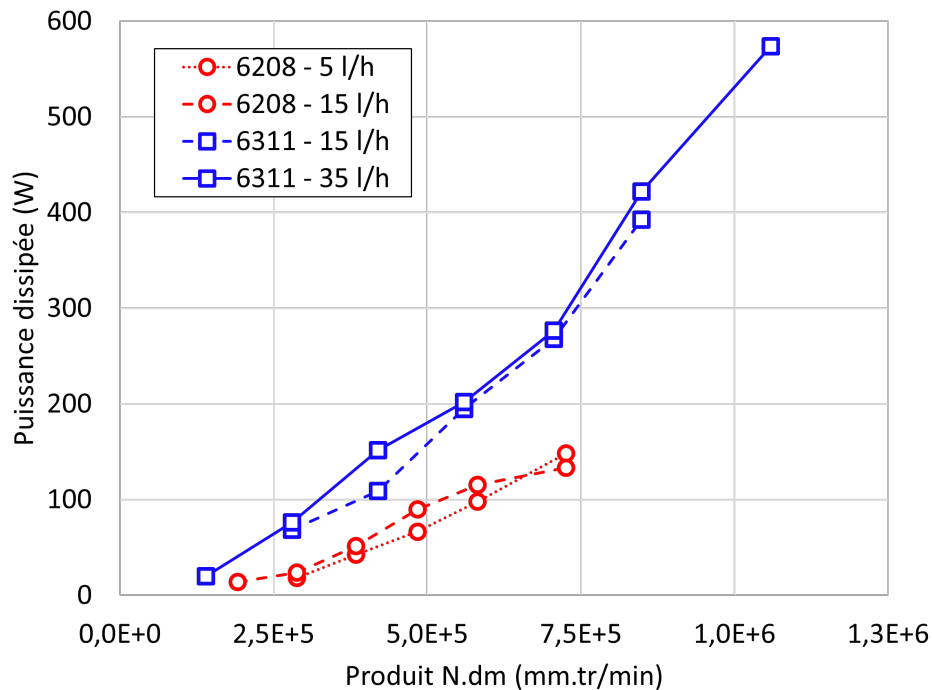


FIGURE 3.7 – Pertes des roulements 6311 et 6208 à différents débits d'injection en fonction du produit  $N.d_m$

La vitesse de rotation est donc un paramètre dont l'influence sur les pertes d'un rou-



lement est très importante, et d'autant plus pour des  $N.d_m$  élevés. La Figure 3.7 permet également de comparer les pertes mesurées à une température moyenne des bagues de  $60^\circ\text{C}$  pour différents débits d'injection. Le débit ne semble pas modifier les pertes du roulement, dont l'influence est présentée dans la section suivante.

### II.2.3 Influence du débit d'injection sur les pertes

Afin d'évaluer l'influence du débit d'injection sur les pertes, deux débits sont testés pour chaque roulement : 15 l/h et 35 l/h pour le roulement 6311, 5 l/h et 15 l/h pour le roulement 6208 (Figure 3.8). Plusieurs vitesses de rotation ont été appliquées et la température d'injection est constante et environ égale à  $60^\circ\text{C}$ . Le débit d'injection n'a pas d'influence significative sur les pertes, les écarts relatifs moyens sont inférieurs à 11% et 4% respectivement pour les roulements 6311 et 6208.

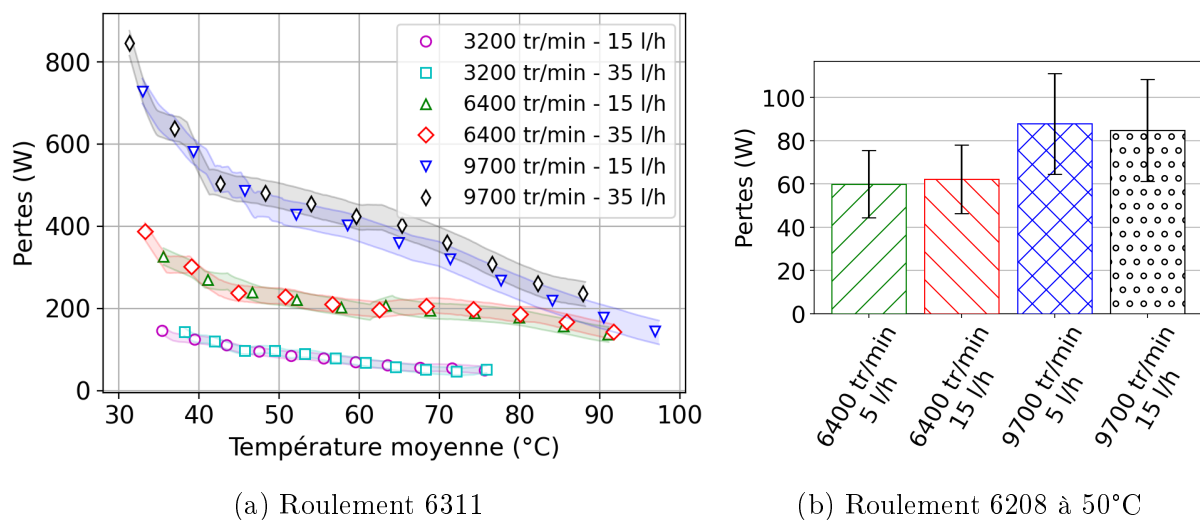


FIGURE 3.8 – Influence du débit d'injection sur les pertes des roulements

Ceci est en accord avec l'étude de Giannetti *et al.* [82] dont les résultats sont illustrés sur la Figure 3.9. Les pertes d'un roulement sont comparées en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre et pour deux débits différents (39 l/h et 78 l/h). La température d'injection est constante et égale à  $65^\circ\text{C}$ . Les écarts relatifs sont en moyenne inférieurs à 10%.

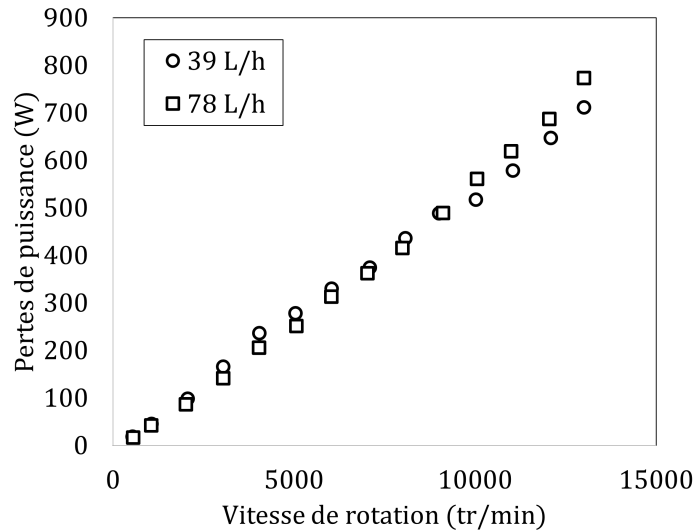


FIGURE 3.9 – Pertes d'un roulement en fonction de la vitesse de rotation pour différents débits (à partir des résultats de [82])

### II.2.4 Influence de la température d'injection sur les pertes

Plusieurs résultats d'essais sont comparés à vitesse et débit constants, seule la température de l'huile injectée varie entre 25°C et 60°C (Figure 3.10). Les écarts relatifs moyens sont inférieurs à 14% pour le roulement 6311, et à 12% pour le roulement 6208. Les pertes sont tracées en fonction de la température moyenne des bagues des roulements, étant elles-mêmes refroidies ou chauffées par l'huile injectée, et ont tendance à être décalées sur la droite pour les essais avec une huile à 60°C. Les pertes liées aux essais avec une injection à 60°C sont dans la continuité des pertes des essais à 25°C. Ceci montre bien que la température de l'huile injectée a peu d'influence sur les pertes. Celles-ci dépendent des températures des bagues et des éléments roulants qui définissent la viscosité de l'huile au sein du contact, comme expliqué par Dowson et Higginson [50].

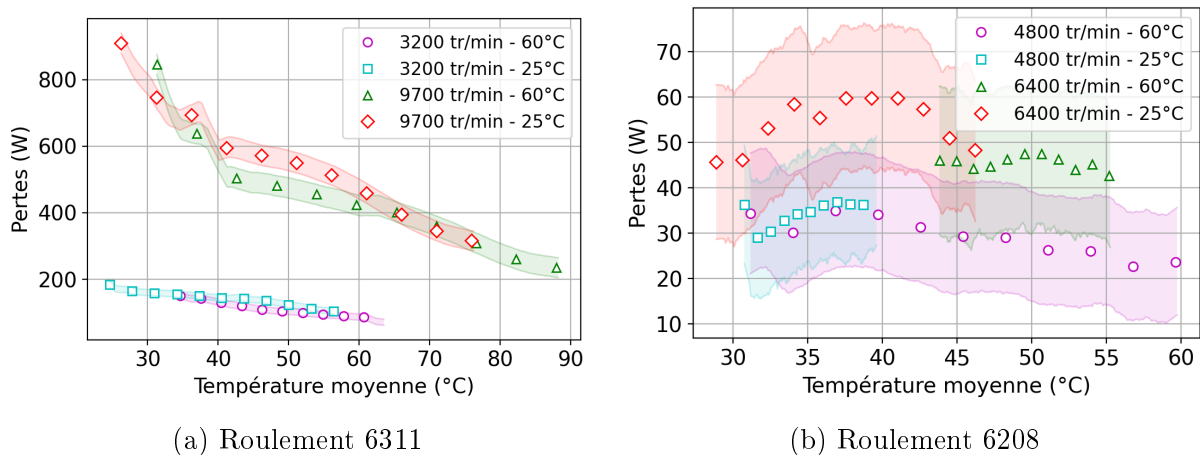


FIGURE 3.10 – Influence de la température de l'huile injectée sur les pertes des roulements

### II.2.5 Influence des dimensions des roulements sur les pertes

Ayant deux roulements à billes à gorge profonde, dont les caractéristiques sont résumées dans le Tableau 2.2, avec des dimensions différentes, l'impact de celles-ci sur les

perdes peut être étudié. Les dimensions du roulement 6311 sont plus importantes que celles du roulement 6208, avec par exemple un diamètre de billes 1,73 fois supérieur à celui du roulement 6208. Un échantillon de 30 essais a pu être utilisé afin de comparer les pertes du roulement 6311 avec celles du roulement 6208 pour des conditions opératoires équivalentes (Figure 3.11). En moyenne, les pertes du roulement 6311 sont 3,80 fois supérieures aux pertes du roulement 6208 .

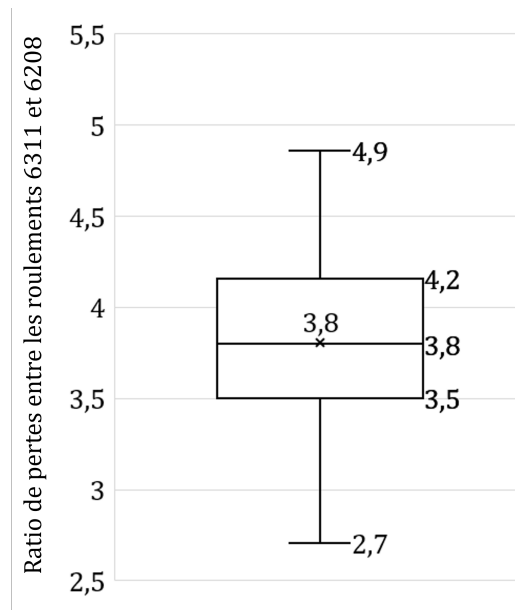


FIGURE 3.11 – Influence des dimensions des roulements avec les ratios entre les pertes du roulement 6311 et 6208

### II.2.6 Influence du nombre de billes sur les pertes

Le roulement 6311 est composé de huit éléments roulants, et la moitié de ses billes ont été enlevées, soit quatre, afin de comparer les pertes mesurées dans les deux cas (Figure 3.12). Les écarts relatifs moyens entre huit et quatre billes sont entre 45% et 48%. Enlever la moitié des billes du roulement correspond à une diminution de moitié des pertes du roulement. Ceci est cohérent avec les modèles locaux existants, puisque les pertes sont calculées pour chaque bille et contact, notamment les pertes par glissement et par roulement hydrodynamique [18]. Le roulement étant peu chargé (moins de 3% du  $C_0$ ), les pertes par glissement restent faibles. Dans le cas des pertes par traînée, une diminution du nombre de billes n'implique pas forcément une diminution des pertes par traînée. En effet, cette diminution du nombre de billes peut être à l'origine d'une modification de l'écoulement. Ceci peut entraîner alors une augmentation du coefficient de traînée lié à un écartement relatif entre les billes plus important [60]. La perte par traînée d'un seul élément roulant va donc augmenter, sans forcément augmenter les pertes par traînée totales à cause de la diminution du nombre de billes. Diviser par deux le nombre d'éléments roulants diminue environ de moitié les pertes totales du roulement faiblement chargé.

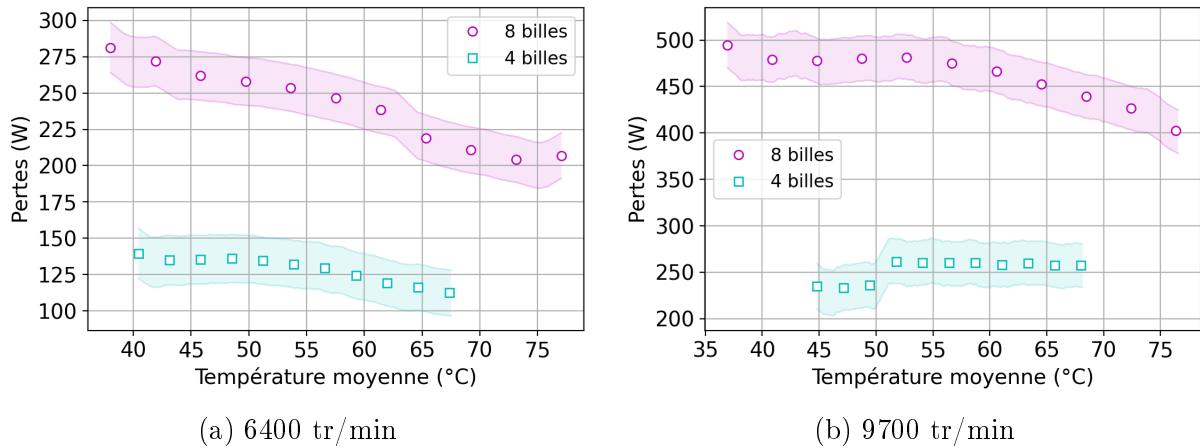


FIGURE 3.12 – Influence du nombre de billes sur les pertes du roulement 6311

### III Modèles de pertes en injection

Les modèles globaux de Harris-Palmgren et de SKF, ainsi que le modèle local avec les pertes par traînée, par glissement et par roulement hydrodynamique, ont été présentés dans le Chapitre 1. Les résultats obtenus avec ces modèles pour les roulements 6311 et 6208 sont présentés et comparés avec les résultats expérimentaux.

#### III.1 Coefficient de traînée

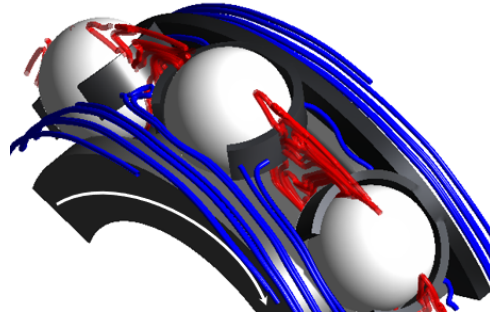
Avant de s'intéresser aux différents modèles il est nécessaire de définir correctement les pertes par traînée, qui seront notamment utilisées dans le modèle de Harris et le modèle local. Celles-ci ont été présentées précédemment mais un coefficient de traînée  $C_D$  doit être appliqué. Comme le terme de traînée et de brassage, respectivement dus au déplacement et à la rotation des billes dans le fluide, ne peuvent pas être superposés (Annexe B), un modèle numérique intégrant tous les éléments et les différents mouvements relatifs a été élaboré. Ce coefficient a été déterminé numériquement à partir de la méthode CFD (Computational Fluid Dynamics) pour les deux roulements étudiés, à différentes vitesses et pour plusieurs fractions d'huile du fluide au sein du roulement (Figure 3.13). Le coefficient de traînée est exprimé en fonction du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (3.3)$$

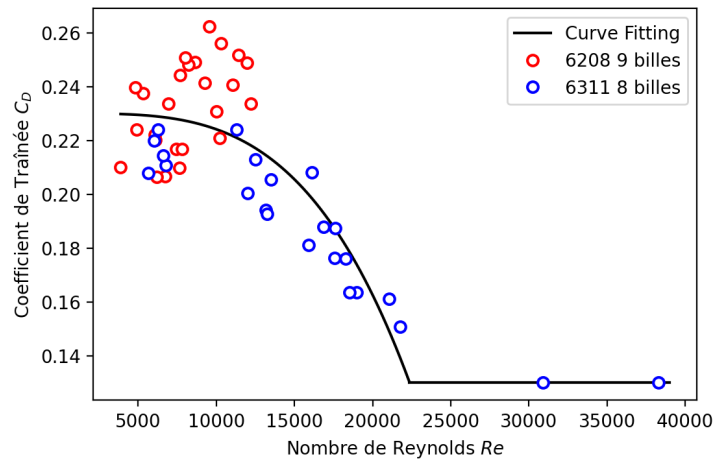
avec  $v$  la vitesse tangentielle de la cage,  $D$  le diamètre d'un élément roulant et  $\nu$  la viscosité cinématique du mélange air-huile. Une loi du coefficient de traînée a été définie à l'aide des résultats de simulation. Elle est valable pour les deux roulements testés sur une plage de vitesse allant de 3200 tr/min à 12100 tr/min (Figure 3.13b) :

$$C_D = K Re^{3,52} + 0,23 \quad (3.4)$$

Avec la constante  $K = -4,89 \times 10^{-17}$ . Cette expression est valable pour  $Re < 2,2 \times 10^4$ , sinon  $C_D = 0,13$ . Cette formule sera utilisée pour le calcul du coefficient de traînée, lui-même utilisé dans l'estimation des pertes par traînée.



(a) Exemple de lignes de courant



(b) Coefficient de traînée en fonction du Reynolds

FIGURE 3.13 – Résultats des simulations numériques en CFD pour les roulements 6208 et 6311 avec le coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds

## III.2 Modèle de SKF

Le modèle de SKF a été testé pour différentes vitesses et pour les deux roulements. Ce modèle est séparé en trois composantes : les pertes par frottements ("sliding")  $M_{sl}$ , les pertes par roulement hydrodynamique ("rolling")  $M_{rr}$ , et les pertes par traînée  $M_{drag}$  [62]. Les pertes sont calculées à partir de la température moyenne des bagues. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.14 et les erreurs relatives moyennes sont disponibles dans le Tableau 3.3.

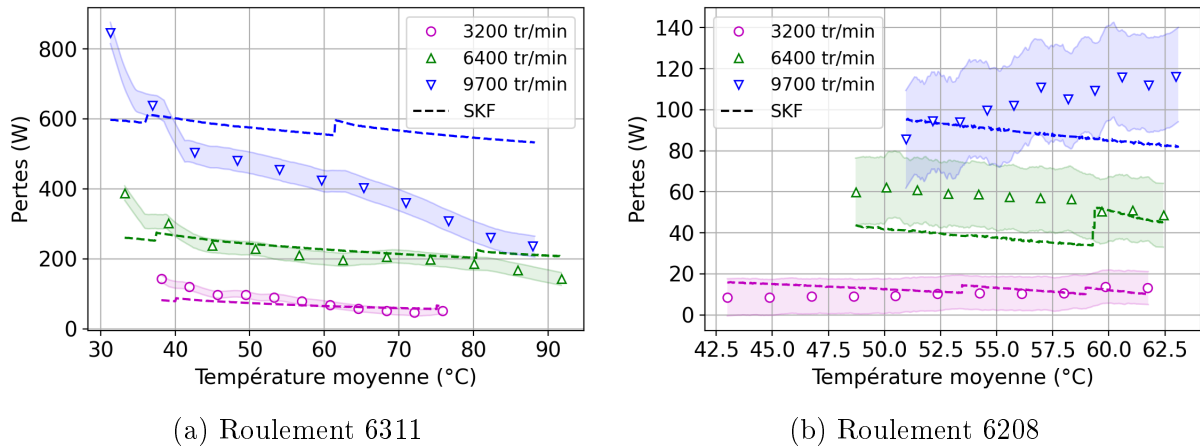


FIGURE 3.14 – Pertes des roulements 6311 et 6208 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de SKF

TABLE 3.3 – Erreurs relatives moyennes entre les pertes du modèle de SKF et les résultats expérimentaux pour différentes vitesses de rotation

Vitesse (tr/min)	6311 (%)	6208 (%)
3200	19,5	36,1
6400	12,9	27,8
9700	46,5	16,7

Les résultats du modèle de SKF sont en accord avec les résultats expérimentaux du roulement 6208 et du roulement 6311 pour des vitesses faibles et modérées. En effet, comme précisé par SKF, ce modèle n'est pas adapté pour des roulements à hautes vitesses et doit donc être utilisé pour des produits  $N.d_m$  inférieurs à  $0,5 \times 10^6$  [37]. Pour les roulements et les vitesses considérés dans cette étude, la valeur de  $N.d_m$  dépasse la limite du modèle de SKF à partir de 5714 tr/min et 8333 tr/min respectivement pour les roulements 6311 et 6208. Cela explique l'erreur importante faite sur l'estimation des pertes du roulement 6311 à 9700 tr/min, dont le  $N.d_m$  est bien au-delà des limites fixées par SKF (70% de plus que la limite).

Des modifications ont été proposées par Brossier [35] afin d'améliorer ce modèle. Pour la contribution  $M_{rr}$  correspondant au roulement hydrodynamique, le facteur  $\Phi_{ish}$  servant à prendre en compte l'augmentation de la température au niveau du contact est supprimé, la température moyenne des bagues étant déjà prise en compte à la place de la température de l'huile injectée. Le facteur  $\Phi_{rs}$  pour la sous-alimentation est aussi supprimé ici. Brossier a également supposé que la force radiale doit être au minimum égale à 10% de la charge statique  $C_0$  du roulement. Cette valeur est conservée pour les deux roulements testés. La composante  $M_{drag}$  a été supprimée par Brossier car jugée inutile dans des cas avec un  $N.d_m$  inférieurs à  $1,0 \times 10^6$ . Cette composante, correspondant aux pertes par traînée, est en réalité elle-même séparée en deux éléments : les pertes par traînée  $M_{traînee}$  ("drag") et les pertes par brassage  $M_{brassage}$  ("churning"). Ici, seule la composante liée au brassage est supprimée, celle-ci étant pertinente seulement dans le cas de roulements à rouleaux [25, 64]. La part liée à la traînée nécessite en revanche des modifications, la valeur de 0,4

correspondant à celle du coefficient de traînée est valable pour une sphère seule et immobile dans un écoulement et dans un milieu infini, ce qui est bien différent du cas d'une bille dans un roulement [56, 60]. La valeur du coefficient est donc modifiée sur la base des travaux réalisés en CFD par Marchesse, et prenant en compte l'environnement d'une bille dans un roulement (présence des autres billes, de la cage, des bagues, la courbure). Cette valeur a été fixée égale à 0,13 pour les roulements 6311 et 6208, qui correspond au coefficient de traînée le plus bas pour des nombres de Reynolds élevés (Figure 3.13). La composante  $M_{drag}$  n'est pas multipliée par deux malgré la lubrification par injection. Une comparaison entre le modèle d'origine et le modèle modifié est faite (Figure 3.15).

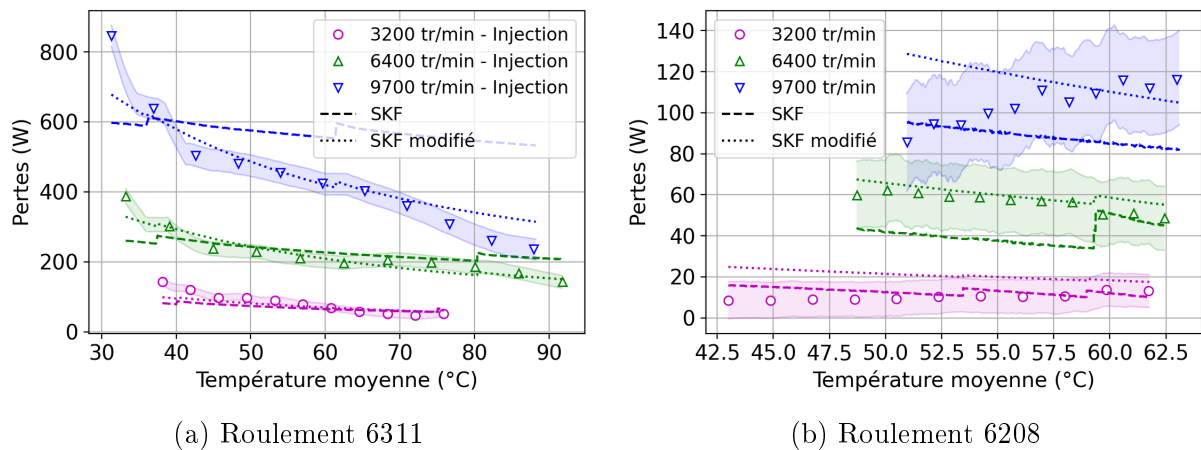


FIGURE 3.15 – Pertes des roulements 6311 et 6208 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de SKF et une version modifiée de ce dernier

Les erreurs relatives moyennes sont données dans le Tableau 3.4. Le modèle de SKF modifié comme ci-dessus donne de meilleurs résultats, surtout pour le cas à haute vitesse avec le roulement 6311, passant d'une erreur moyenne de 46,5% à 9,1%. Les pertes du roulement 6208, prédites par le modèle de SKF modifié, sont toujours incluses dans les incertitudes de mesure.

TABLE 3.4 – Erreurs relatives à des températures moyennes élevées des modèles de SKF et celui modifié par rapport aux résultats expérimentaux pour différentes vitesses de rotation

Vitesse (tr/min)	6311 (%) SKF	6311 (%) SKF modifié	6208 (%) SKF	6208 (%) SKF modifié
3200	30,9	23,6	19,0	39,2
6400	46,1	5,9	4,5	27,4
9700	133,3	37,7	27,2	6,4

Les répartitions des pertes calculées par le modèle de SKF et sa version modifiée sont présentées (Figure 3.16). Les pertes par roulement hydrodynamique calculées par le modèle de SKF ne sont pas forcément majoritaires. Les pertes par traînée varient entre 20% et 65% des pertes totales calculées par le modèle de SKF. Les pertes par glissement restent minoritaires et très faibles. Les modifications apportées au modèle tendent à réduire les pertes dues à la traînée ( $M_{drag}$ ) et à augmenter celles causées par le roulement hydrodynamique ( $M_{rr}$ ).

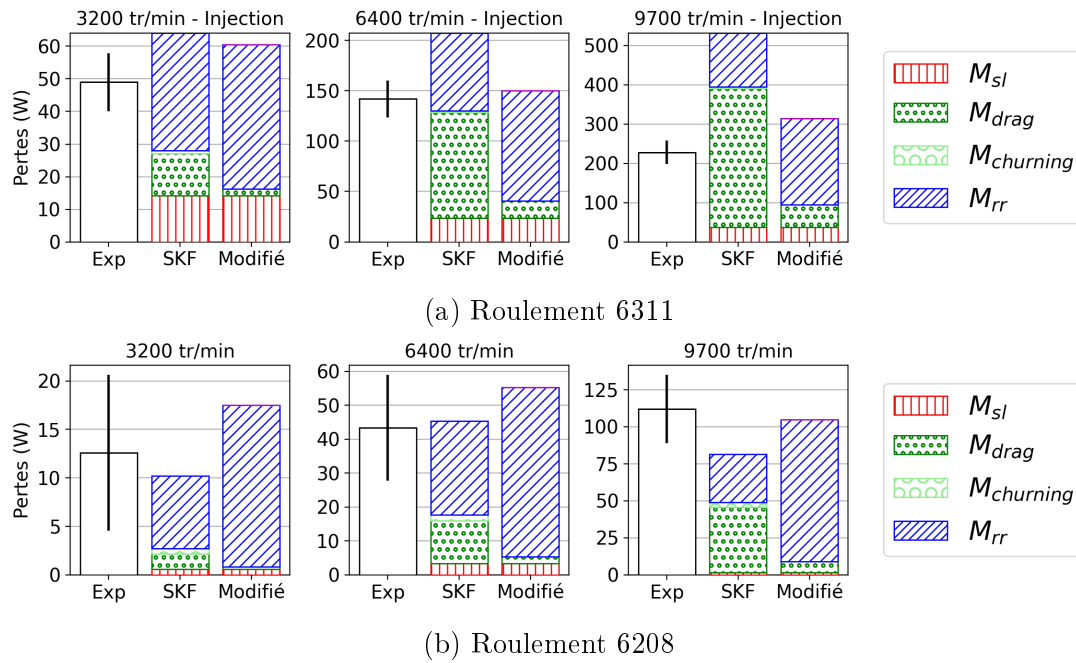


FIGURE 3.16 – Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle de SKF à différentes vitesses de rotation et comparaison avec les mesures

Les pertes par traînée sont de manière générale surestimées aux dépens des pertes par roulement hydrodynamique d’après le modèle de SKF. Les pertes par traînée ont été calculées à partir de la composante  $M_{drag}$  du modèle de SKF et du modèle local pour le roulement 6311 à 9700 tr/min (Figure 3.17). La fraction d’huile estimée pour cet essai est égale à 7%. Les deux modèles de pertes par traînée donnent des résultats très éloignés, il faudrait une fraction d’huile égale à 120% pour atteindre la valeur prédite par le modèle de SKF. Ce résultat est incohérent et montre bien que les pertes par traînée restent faibles pour des valeurs de  $N.d_m$  inférieures à un million.

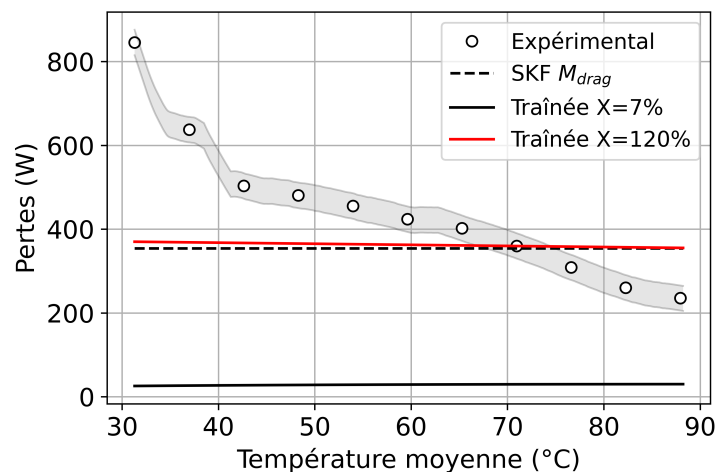


FIGURE 3.17 – Comparaison des pertes par traînée calculées par le modèle de SKF et le modèle local, pour le roulement 6311 à 9700 tr/min

Le modèle de SKF permet de bien prédire les pertes totales d’un roulement pour des produits  $N.d_m$  inférieurs à  $0,5 \times 10^6 \text{ mm.tr/min}$ . La répartition des pertes semble



déséquilibrée, les pertes par traînée prédites par le modèle sont trop importantes vis-à-vis des pertes par roulement hydrodynamique. Des modifications peuvent être apportées au modèle afin de fonctionner au-delà des limites d'utilisation et afin d'avoir de meilleures proportions parmi les sources de pertes.

### III.3 Modèle de Harris-Palmgren

Ensuite, le modèle de Harris-Palmgren a été étudié. Les travaux de Niel *et al.* [23] ont montré que les pertes par traînée doivent être ajoutées au modèle de Harris. Ce modèle sépare les pertes du roulement en deux composantes qui sont les pertes indépendantes de la charge  $M_0$  et les pertes dépendantes de la charge  $M_1$ . La composante  $M_1$  dépend de la charge radiale, du diamètre moyen du roulement, et du paramètre  $f_1$ . Ce dernier dépend de la charge statique du roulement et de deux paramètres  $y$  et  $z$  donnés par Harris et qui valent respectivement 0,55 et 0,0002 pour un roulement à billes à gorge profonde [39]. Pour le calcul de  $M_0$ , les valeurs du diamètre moyen du roulement testé, de la vitesse de rotation et de la viscosité de l'huile de l'essai considéré sont nécessaires. La viscosité de l'huile est calculée à partir de la température moyenne des bagues. Il reste le paramètre  $f_0$  qui est donné dans des tables par Harris et qui dépend du type de roulement et du mode de lubrification [39]. Ici, les deux roulements testés sont des roulements à billes à gorge profonde lubrifiés par injection. La valeur du paramètre  $f_0$  est donc, d'après ces tables, égale à 4,0 pour les deux roulements. Cependant, des études ont montré qu'il était parfois nécessaire de modifier sa valeur afin que les pertes prévues par le modèle de Harris correspondent aux pertes mesurées [19, 20]. La valeur de ce paramètre pourrait donc varier entre 2,0 et 4,0 comme indiqué dans le rapport technique ISO/TR 14179-1 [95]. Les pertes de puissance des roulements 6311 et 6208 à 6400 tr/min sont comparées avec le modèle de Harris basé sur différentes valeurs de  $f_0$  (Figure 3.18).

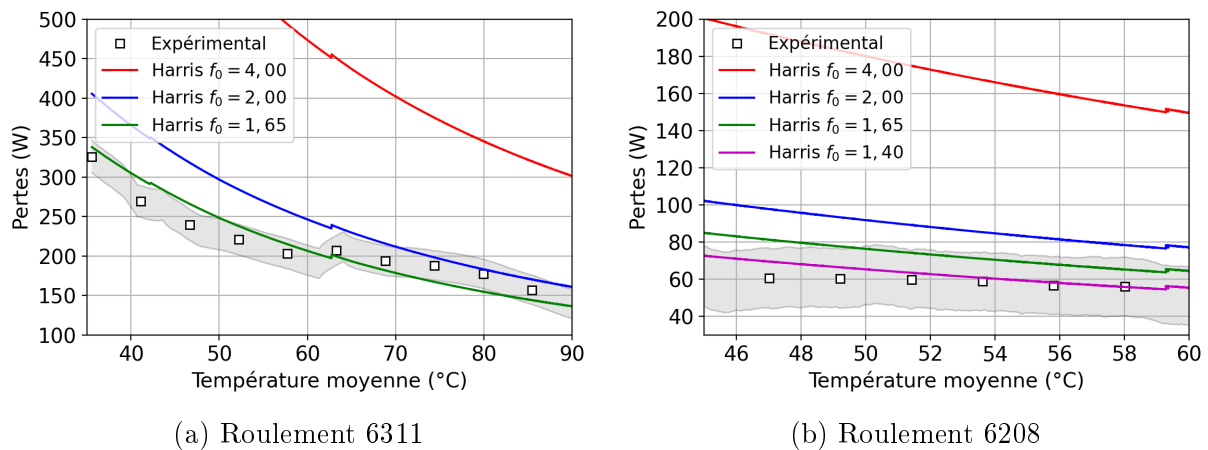


FIGURE 3.18 – Pertes des roulements 6311 et 6208 à 6400 tr/min et résultats du modèle de Harris pour différents  $f_0$

Les valeurs des erreurs relatives moyennes entre les pertes du modèle et des mesures sont données dans le Tableau 3.5. Les valeurs choisies à partir des tableaux de Harris ou de la norme ISO donnent une surestimation des pertes des roulements. Afin que les pertes calculées par le modèle soient égales aux pertes mesurées, la valeur de  $f_0$  doit être ajustée. Les valeurs optimales de  $f_0$  pour les roulements 6311 et 6208 sont respectivement 1,65 et 1,40 (Figure 3.18).

TABLE 3.5 – Erreurs relatives moyennes entre le modèle de Harris et les mesures à 6400 tr/min pour différentes valeurs de  $f_0$ 

$f_0$	6311 (%)	6208 (%)
4,00	115,4	193,2
2,00	13,6	49,9
1,65	7,8	24,9
1,40		9,2

Ces résultats sont en accord avec ceux obtenus expérimentalement et présentés sur la Figure 3.11. En effet, il a été montré que les pertes du roulement 6311 sont en moyenne 3,8 fois supérieures aux pertes du roulement 6208 dans des conditions opératoires similaires. Le ratio des  $M_0$  des deux roulements peut donc s'exprimer :

$$\frac{M_{06311}}{M_{06208}} = \frac{f_{06311}}{f_{06208}} \left( \frac{d_{m6311}}{d_{m6208}} \right)^3 \quad (3.5)$$

avec  $M_{6311}/M_{6208} = 3,80$  et  $(d_{m6311}/d_{m6208})^3 = 3,10$ . Le rapport des valeurs des paramètres  $f_0$  vaut donc :

$$\frac{f_{06311}}{f_{06208}} = \frac{3,80}{3,10} = 1,22 \quad (3.6)$$

Les valeurs optimales des facteurs  $f_0$  déterminées précédemment permettent d'obtenir le ratio  $f_{06311}/f_{06208} = 1,18$ , dont la valeur est proche de celle attendue.

Ceci montre que le paramètre  $f_0$  ne dépend pas uniquement du type de roulement mais aussi de ses dimensions. L'entreprise Schaeffler propose également de modifier le  $f_0$  en fonction de la série des roulements et propose pour les séries 63 et 62 des  $f_0$  égaux à 1,5 et 1,3 [96]. Ces estimations fournissent de meilleurs résultats que les valeurs proposées par Harris, mais les dimensions des roulements ne sont toujours pas considérées.

Ces valeurs optimales de  $f_0$  ont été testées et comparées avec d'autres essais à différentes vitesses de rotation (Figures 3.19 et 3.20). Les erreurs relatives à haute température sont données dans le Tableau 3.6. Le modèle prédit bien les pertes expérimentales pour les deux roulements et sur toute la plage de vitesses étudiée, les erreurs relatives moyennes étant inférieures aux incertitudes de mesures.

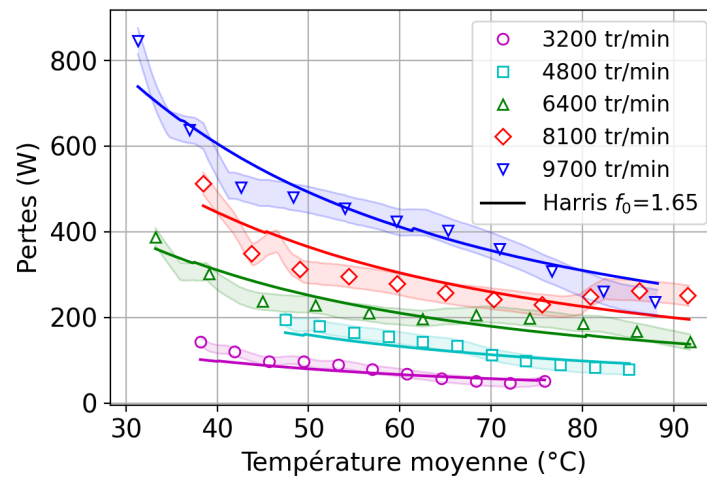


FIGURE 3.19 – Pertes du roulement 6311 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de Harris pour  $f_0 = 1,65$

TABLE 3.6 – Erreurs relatives entre le modèle de Harris et les résultats expérimentaux à différentes vitesses de rotation

Vitesse (tr/min)	6311 (%) à 75°C	6208 (%) à 60°C
3200	1,4	29,1
4800	8,6	5,9
6400	16,0	9,0
8070	5,7	14,7
9700	2,1	7,4
12100		14,8

La répartition des pertes calculées avec ce modèle pour les deux roulements testés et à différentes vitesses est étudiée (Figure 3.20). Les valeurs sont prises à une température moyenne des bagues élevée (75°C pour le roulement 6311 et 60°C pour le 6208). La composante  $M_0$  est prédominante par rapport aux autres et représente plus de 80% des pertes totales. Les roulements étant peu chargés, les pertes  $M_1$  dépendantes de la charge sont très faibles et ne représentent pas plus de 10% des pertes calculées pour le 6311 et moins de 3% des pertes du 6208. De même, étant à des vitesses modérées, les pertes par traînée restent faibles par rapport au  $M_0$  mais leur proportion augmente avec la vitesse, allant de 3% à 10%.

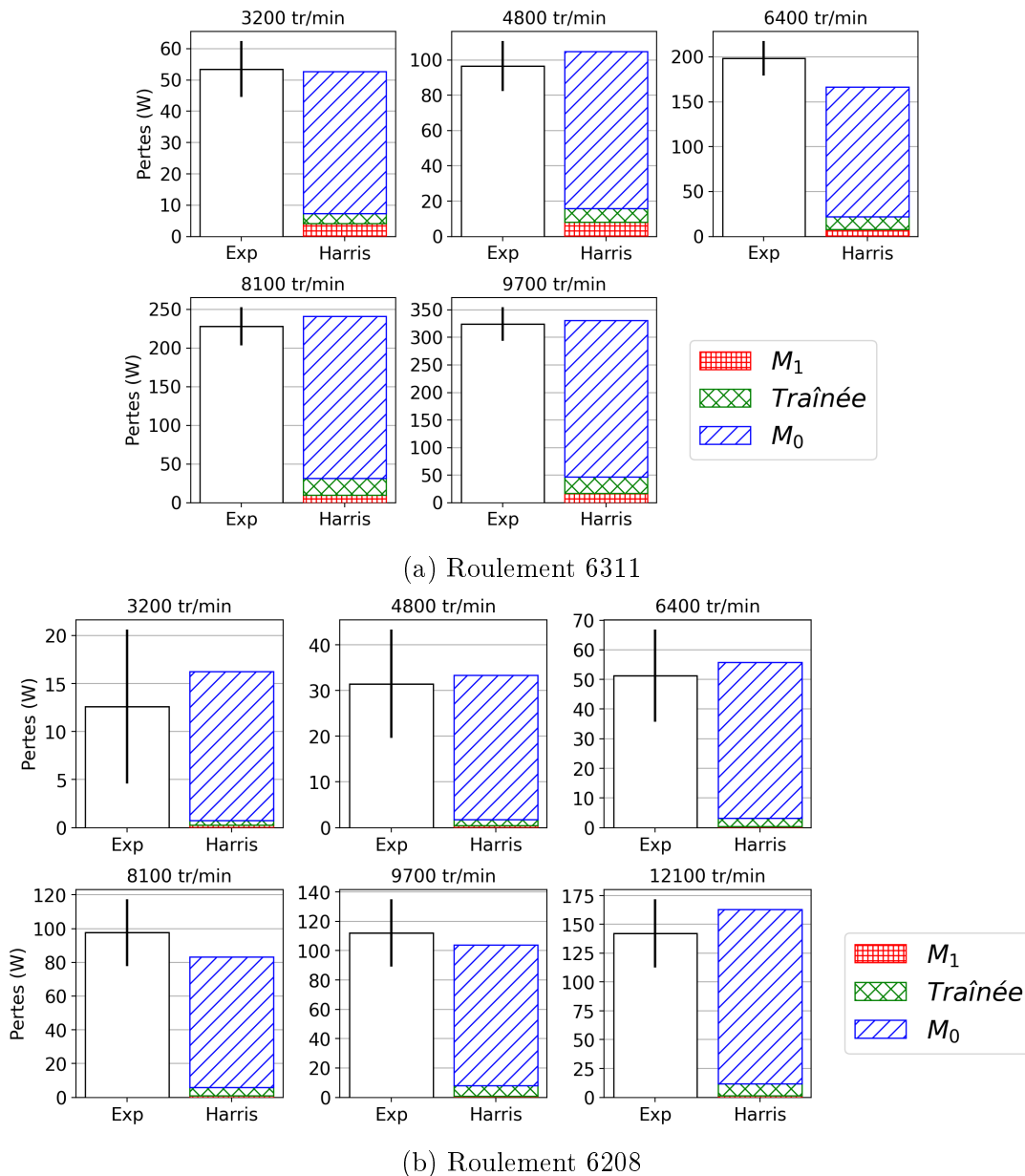


FIGURE 3.20 – Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle de Harris à différentes vitesses de rotation et comparées avec les mesures

Le modèle de Harris donne de très bons résultats pour les deux roulements, à condition de modifier la valeur du facteur  $f_0$  d'après des résultats expérimentaux. Ce facteur dépend des dimensions du roulement, quelle que soit la vitesse de rotation considérée. La composante indépendante de la charge calculée par ce modèle est prépondérante. Ces pertes semblent provenir d'une autre source que la traînée aérodynamique, celle-ci étant faible par rapport aux pertes totales dans la plage de vitesses considérée.

### III.4 Modèle local

Enfin, un modèle pour le calcul des pertes locales du roulement a été développé. Celui-ci est composé de plusieurs sources de pertes : les pertes par traînée présentées précédemment, les pertes par frottement calculées à partir d'un modèle quasi-statique du roulement fourni par NTN Europe, et les pertes par roulement hydrodynamique séparées

en deux régimes entre les éléments roulants chargés (EHD) et non-chargés (IVR). Ce modèle local a été testé, et les résultats ont été comparés avec les résultats expérimentaux et ceux obtenus par le modèle de Harris présentés précédemment avec des valeurs de  $f_0$  optimisées (Figures 3.21 et 3.22).

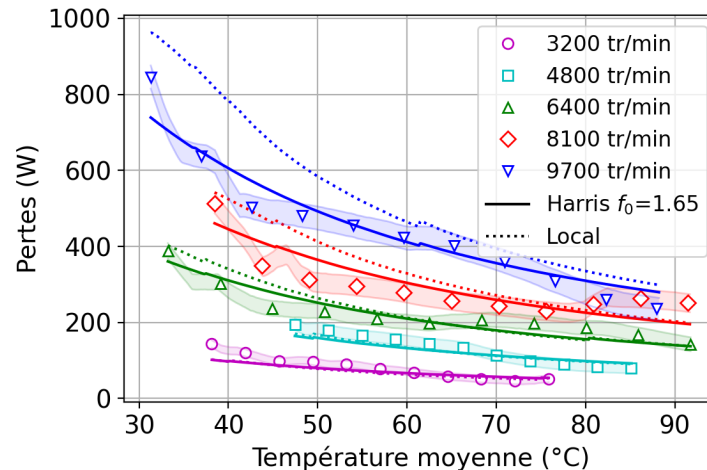


FIGURE 3.21 – Pertes du roulement 6311 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle local et le modèle de Harris avec un  $f_0$  optimisé

TABLE 3.7 – Erreurs et écarts relatifs du modèle local par rapport aux résultats expérimentaux et à ceux du modèle de Harris à haute température

Vitesse (tr/min)	Mesures 75°C 6311 (%)	Harris 75°C 6311 (%)	Mesures 60°C 6208 (%)	Harris 60°C 6208 (%)
3200	7,9	6,7	0,1	22,5
4800	7,4	1,2	12,6	17,5
6400	17,2	1,3	8,2	11,0
8070	9,5	3,6	27,2	10,6
9700	11,7	9,4	14,9	8,2
12100			9,6	4,5

Ce modèle et celui de Harris donnent des résultats proches et modélisent bien les pertes des roulements à différentes vitesses. Le Tableau 3.7 donne les valeurs des erreurs relatives à haute température du modèle local vis-à-vis des mesures, et les écarts relatifs par rapport au modèle de Harris. Les répartitions des pertes à haute température des différents modèles comparés entre eux et aux pertes expérimentales sont présentées pour chaque roulement (Figure 3.22). La part dépendante de la charge calculée par le  $M_1$  est légèrement inférieure aux pertes estimées par le calcul des pertes par glissement. Les pertes par traînée sont calculées par le même modèle, donnant donc des valeurs identiques. Les pertes indépendantes de la charge  $M_0$  et la somme des pertes par roulement hydrodynamique en régime IVR et EHD ont des valeurs très proches, montrant que le facteur  $f_0$  peut être estimé à partir de la géométrie interne du roulement et dépend donc de celle-ci. Par rapport au modèle de SKF, les pertes calculées par la composante  $M_{rr}$  sont proches de celles calculées par le modèle de roulement hydrodynamique en régime

EHD. Tandis que les pertes estimées par la composante  $M_{drag}$  sont largement surestimées vis-à-vis des pertes par traînée calculées par le modèle local.

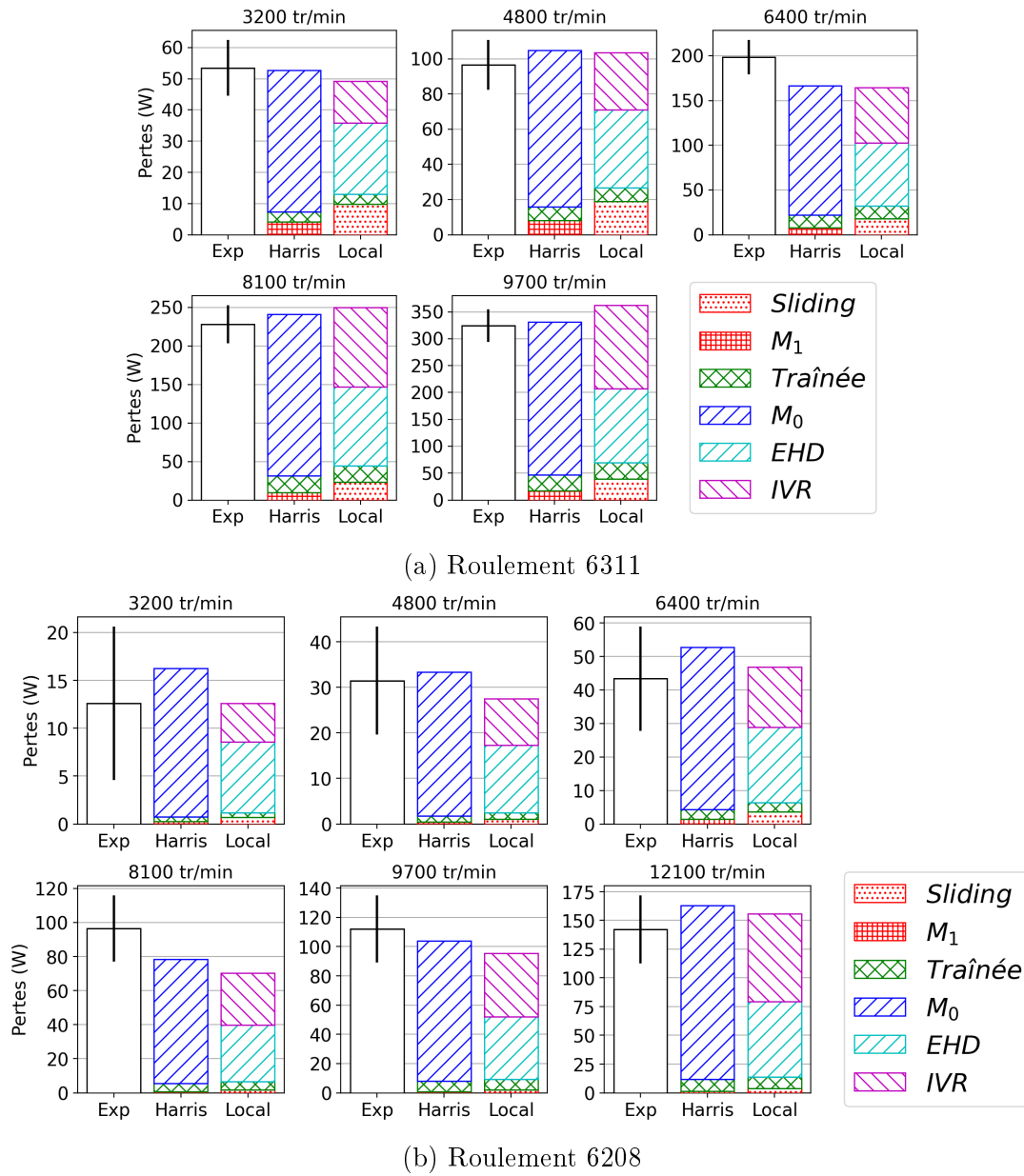


FIGURE 3.22 – Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle local à différentes vitesses de rotation et comparées avec les mesures et le modèle de Harris

Une formule analytique du facteur  $f_0$  peut être déterminée à partir du modèle local, et plus précisément des pertes par roulement hydrodynamique. Darul [97] propose une formulation telle que :

$$f_0 = K d_m^{-0,94} C_0^{0,47} Z^{0,53} \quad (3.7)$$

avec  $d_m$  le diamètre moyen du roulement en  $m$ ,  $C_0$  la charge statique en  $N$ ,  $Z$  le nombre de billes et  $K$  une constante, donnée pour un roulement en acier lubrifié avec une huile

minérale, qui dépend du paramètre géométrique  $\gamma$  et des osculations des bagues :

$$K = 9,5423 \times 10^{-5} \left[ (1 - \gamma)^{0,4} \left( \frac{2f_i}{(2f_i - 1)(1 - \gamma)} \right)^{0,35} + (1 - \gamma)^{0,4} \left( \frac{2f_e}{(2f_e - 1)(1 + \gamma)} \right)^{0,35} \right] (1 - \gamma^2)^{1,66} \gamma^{0,4} \quad (3.8)$$

L'équation (3.7) permet d'obtenir des valeurs approximatives du facteur  $f_0$ . Par exemple, les résultats obtenus avec cette formule sont comparés avec les valeurs expérimentales obtenues pour les roulements 6311 et 6208 dans le tableau 3.8.

TABLE 3.8 – Valeurs expérimentales et analytiques du paramètre  $f_0$  pour les deux roulements testés

Roulement	Expérimental	Équation (3.7)
6311	1,65	1,42
6208	1,40	1,28

L'écart entre les valeurs empiriques et calculées est respectivement de 14,0% et 8,6% pour les roulements 6311 et 6208.

Différents modèles pour le calcul des pertes dans les roulements à billes ont été présentés, les deux modèles globaux, Harris et SKF, et un modèle local détaillant chaque source de pertes. Chaque modèle de pertes a été comparé avec des résultats expérimentaux mettant en évidence leurs limites. Le modèle de Harris donne de très bons résultats mais nécessite d'ajuster expérimentalement la valeur du coefficient  $f_0$  en fonction du roulement testé. Le modèle de SKF donne des résultats acceptables mais à des vitesses assez faibles, ne devant pas dépasser un  $N.d_m$  égal à  $0,5 \times 10^6$ . Des modifications du modèle sont proposées pour corriger cela. De plus, les pertes par traînée prédites par SKF semblent exagérées. Le modèle local donne des résultats très proches de ceux trouvés avec le modèle de Harris une fois le paramètre  $f_0$  ajusté. Ces modèles ont été utilisés avec la moyenne entre la température de la bague extérieure et intérieure. Cette température est un bon indicateur mais peut ne pas être suffisante. Dans la prochaine section, un réseau thermique est couplé à ces modèles de pertes afin de prédire des températures inaccessibles expérimentalement, comme celles des éléments roulants.

## IV Réseau thermique en injection

### IV.1 Présentation du réseau thermique

Comme expliqué dans le chapitre 1, le réseau thermique discrétise un système en plusieurs nœuds considérés isothermes et reliés par des résistances thermiques représentant les échanges thermiques entre eux. Un exemple de discrétisation du roulement 6311 et de son environnement est donné sur la Figure 3.23.

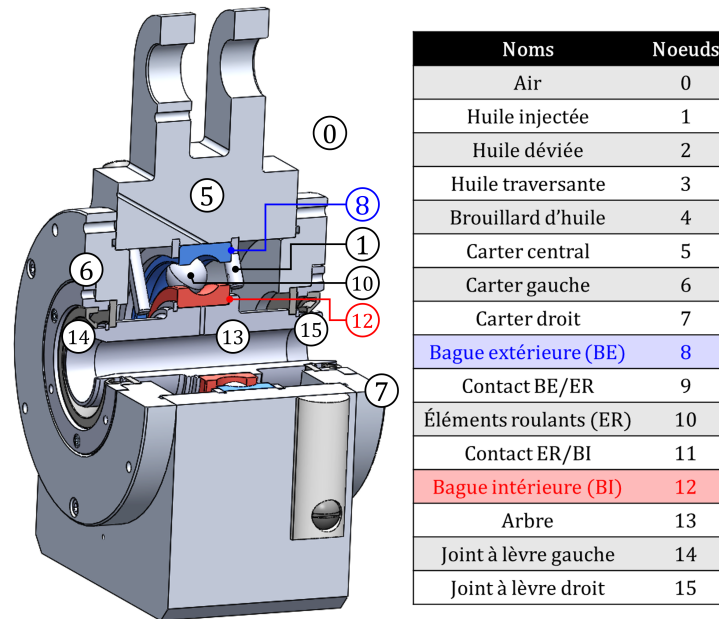


FIGURE 3.23 – Discretisation en plusieurs nœuds du roulement 6311 et de son environnement

Les deux premiers nœuds, l'air (0) et l'huile injectée (1), sont les nœuds limites du réseau, leur température est imposée et connue à chaque instant. Les nœuds suivants représentent l'huile déviée et traversante dans le bloc (2 et 3) et le mélange air-huile à l'intérieur du roulement (4). Les nœuds (5), (6) et (7) sont la discrétisation du carter en trois parties. Le roulement est séparé en cinq nœuds qui sont la bague extérieure (8), le contact entre la bague extérieure et les billes (9), les éléments roulants (10), le contact entre les billes et la bague intérieure (11) et la bague intérieure (12). Les deux nœuds pour les contacts entre les bagues et les éléments roulants ne servent que pour une modélisation fine du roulement et utilisant le modèle de pertes locales, qui permet de connaître la distribution des pertes entre les bagues. Enfin, l'arbre est modélisé en un nœud (13) et deux nœuds sont ajoutés en bout d'arbre (14 et 15) si des joints à lèvres sont présents.

Pour chaque essai, certaines données mesurées à chaque pas de temps sont utilisées pour faire fonctionner le réseau, comme la vitesse de rotation, la charge radiale et la température des nœuds limites.

Les calculs pour les résistances thermiques ont été donnés dans le chapitre 1. Les écoulements à l'intérieur du roulement et les échanges thermiques sont difficiles à prédire précisément et des lois d'échanges très simples sont prises, notamment pour la convection forcée. Certains coefficients sont alors appliqués sur les surfaces d'échanges afin d'ajuster les valeurs des résistances du réseau par rapport aux résultats expérimentaux. Une liste des résistances, des longueurs caractéristiques, des surfaces d'échange et leurs coefficients est donnée dans l'Annexe D.

La construction et la validation du réseau se font en deux étapes : (1) un réseau en refroidissement, qui modélise les échanges thermiques entre le bloc et son environnement à l'arrêt ; (2) un réseau complet, dans lequel les pertes du roulement sont injectées et dont les flux de chaleurs sont correctement modélisés.



## IV.2 Validation des résistances indépendantes des conditions de fonctionnement

Lors de la première étape, des essais en refroidissement ont été faits. À la fin d'un essai en fonctionnement, une fois que le roulement et le bloc sont chauds, le moteur et la pompe d'injection sont arrêtés et la décroissance des températures est enregistrée. Un premier réseau thermique pour le cas en refroidissement est créé afin de vérifier les résistances indépendantes de la température (conduction et contact) et les résistances modélisant les échanges avec l'air ambiant (convection naturelle et rayonnement). Ce réseau est présenté sur la Figure 3.24. L'injection étant coupée, les nœuds d'huiles ne sont reliés à aucun autre nœud.

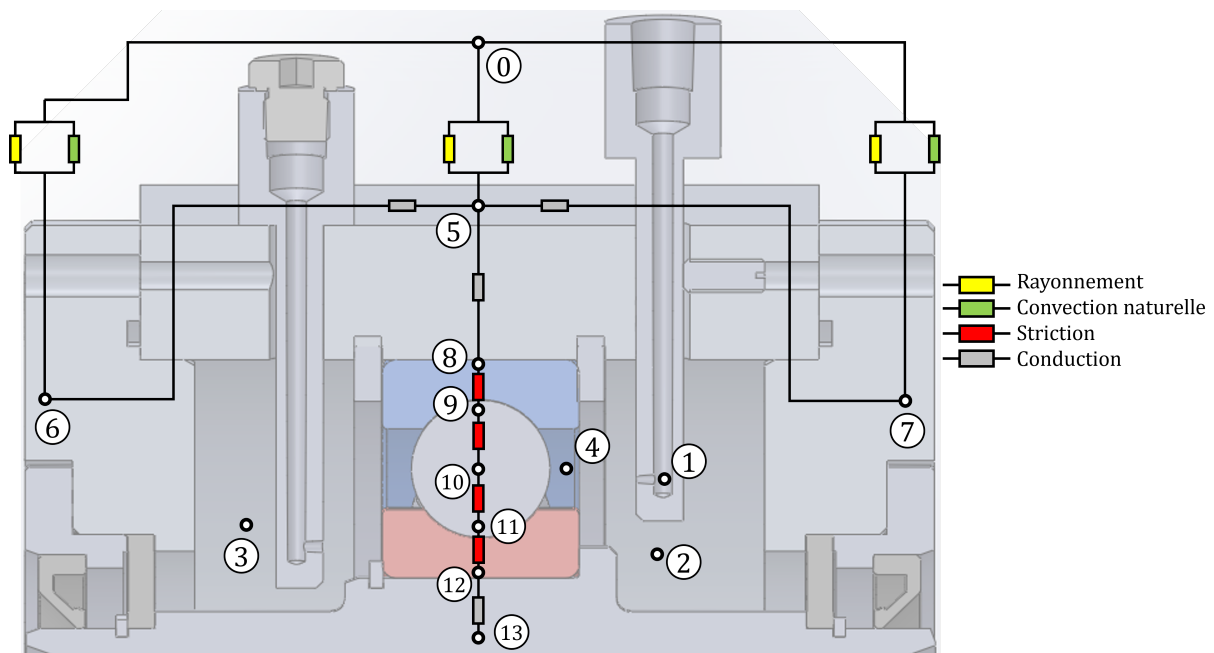


FIGURE 3.24 – Réseau thermique sans injection en refroidissement

Les résultats expérimentaux de ces essais et ceux du réseau thermique sont présentés sur la Figure 3.25 pour les nœuds des bagues (8 et 12) et du carter (5).

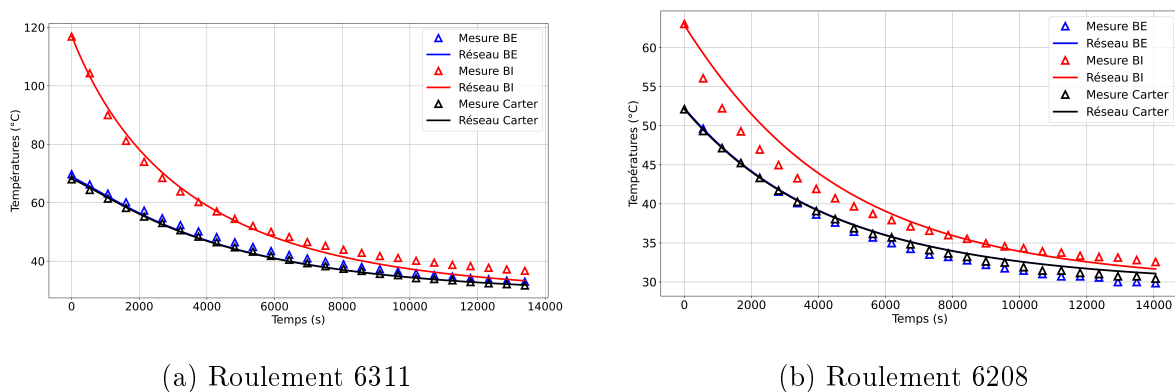


FIGURE 3.25 – Modélisation de l'évolution des températures lors d'essais en refroidissement pour les roulements 6311 et 6208 avec un réseau thermique

L'erreur absolue moyenne entre le modèle thermique et les mesures est calculée. Le réseau fournit de bons résultats, l'erreur maximale atteinte étant égale à  $2,2^{\circ}\text{C}$  sur la bague intérieure du roulement 6311 (Figure 3.26).

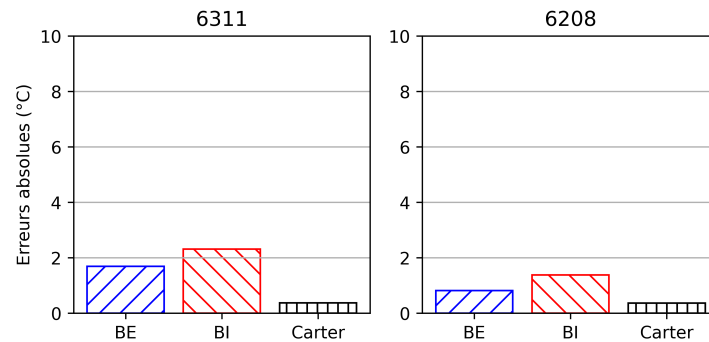


FIGURE 3.26 – Erreurs absolues moyennes des températures lors d'essais en refroidissement

### IV.3 Application des résistances liées à l'huile et des pertes

Lors de la seconde étape, une fois le réseau en refroidissement validé, les résistances de convection forcée et de transport reliées aux nœuds d'huiles sont ajoutées. Le réseau complet est présenté sur la Figure 3.27.

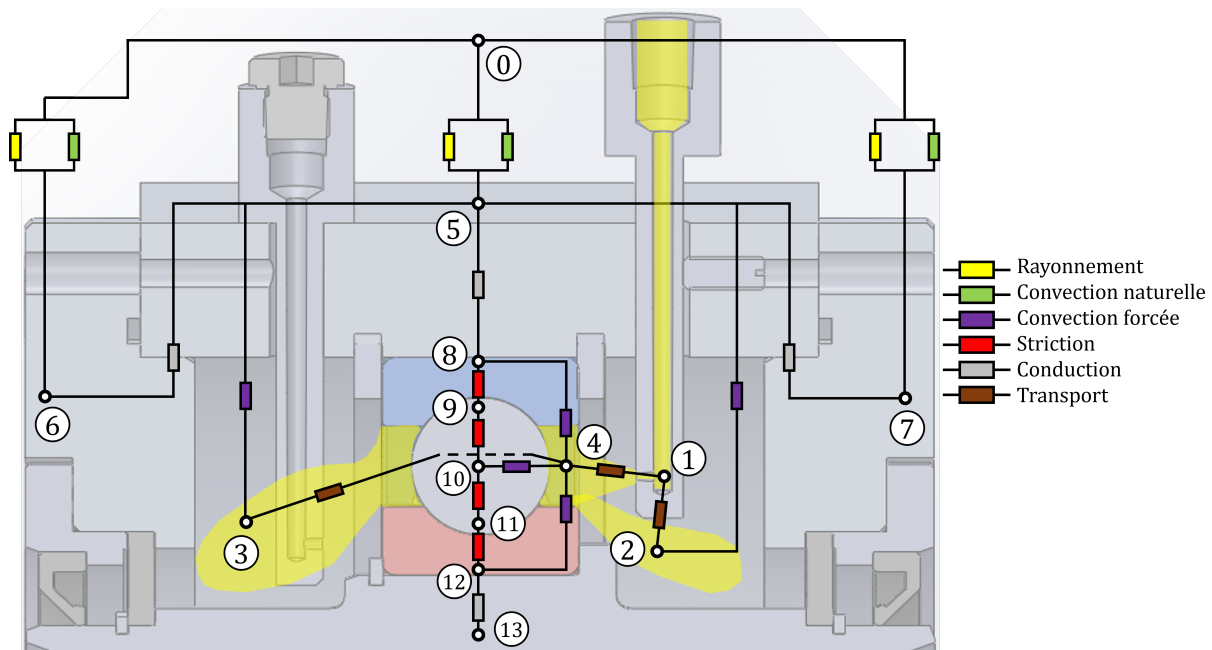


FIGURE 3.27 – Réseau thermique en injection

Les nœuds correspondant à l'huile injectée (1), l'huile déviée par le roulement (2), l'huile traversant le roulement (3) et le brouillard d'huile (4) sont à présent reliés entre eux par des résistances de transport et reliés aux solides par des résistances de convection forcée. La conservation du débit  $\dot{m}$  est appliquée entre les quatre nœuds d'huile et le taux de pénétration  $\alpha$  précédemment mesuré est pris en compte. Un débit  $\alpha\dot{m}$  traverse le roulement tandis qu'un débit  $(1-\alpha)\dot{m}$  est dévié. Initialement, trois thermocouples ont été

placés autour de la bague extérieure lors des essais : un au niveau du point d'injection, un dans la zone chargée et un dernier éloigné des deux autres. Aucune différence significative n'a été observée (écart maximal de  $2,0^{\circ}\text{C}$ ), justifiant ainsi de considérer la bague extérieure comme un seul nœud isotherme.

Un modèle de perte global, celui de Harris-Palmgren, et le modèle local présentés précédemment sont utilisés. Les pertes du modèle global sont placées sur le nœud élément roulant (10) puisque la distribution des pertes entre les bagues est inconnue (Figure 3.28a). Les pertes sont calculées à partir de la température moyenne des bagues obtenue grâce au réseau thermique. Le modèle local permet de diviser les pertes entre bague intérieure et bague extérieure et de les injecter aux nœuds contacts correspondants (9 et 11) (Figure 3.28b). Ici la température moyenne entre celle de la bague concernée et la température des éléments roulants accessible grâce au réseau thermique est utilisée pour le calcul des pertes locales. Les pertes par traînée sont injectées au nœud brouillard (4).

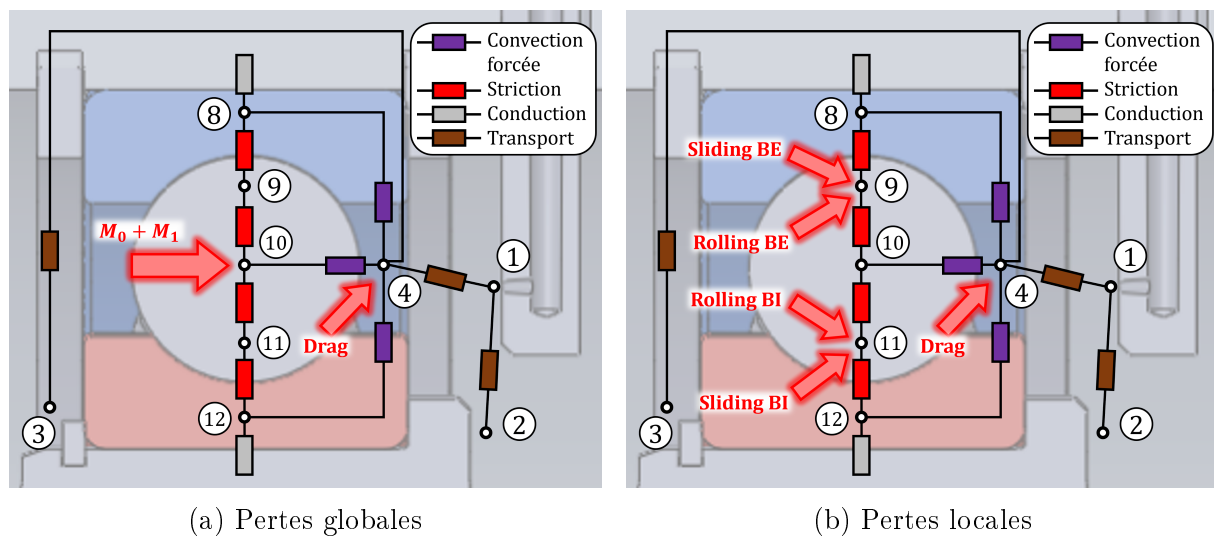
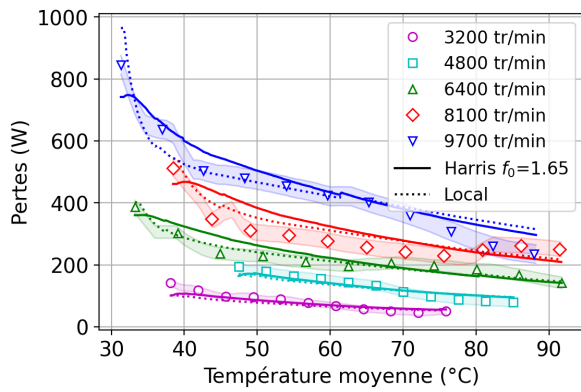
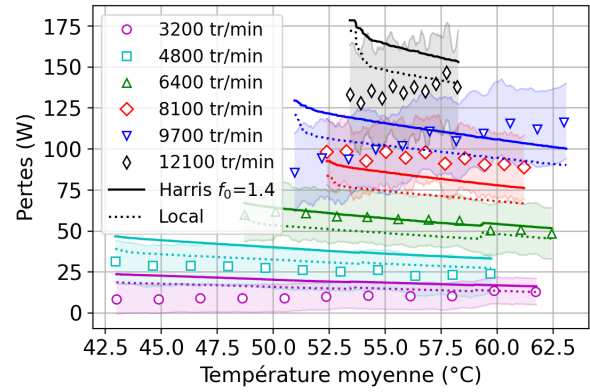


FIGURE 3.28 – Réseau thermique détaillé du roulement pour les deux types de modèles de pertes considérés

Les pertes et les températures sont modélisées pour les deux roulements testés, à plusieurs vitesses de rotation et différents débits d'injection. Les pertes calculées par le modèle de Harris sont proches des résultats précédemment présentés en utilisant les températures expérimentales des bagues. De meilleurs résultats sont obtenus avec le modèle local en prenant en compte la température des éléments roulants estimée grâce au réseau thermique, notamment pour des températures moyennes de bagues faibles où les pertes décroissent rapidement, phénomène bien visible avec le roulement 6311 (Figure 3.29). En effet, la température des billes augmente soudainement dès le début des essais à cause de leur faible inertie thermique et de leur proximité avec les nœuds sur lesquels sont injectées les pertes. Les températures des bagues sont bien modélisées avec un écart entre les résultats des modèles et les mesures inférieurs à  $4^{\circ}\text{C}$  pour les deux roulements (Figures 3.30 et 3.31). Les échanges de chaleur sont donc bien modélisés et les évolutions des autres températures sont cohérentes. Les résultats du modèle local sont plus proches des résultats expérimentaux que ceux obtenus avec le modèle global, mais les valeurs données par les deux modèles restent très proches. Les erreurs moyennes sur l'ensemble des essais sont données dans le Tableau 3.9.

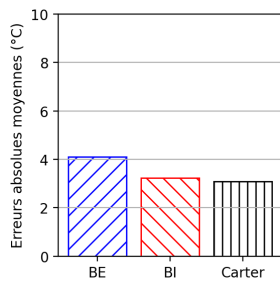


(a) Roulement 6311, 35 l/h

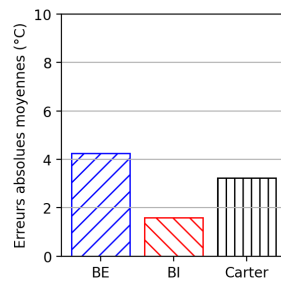


(b) Roulement 6208, 15 l/h

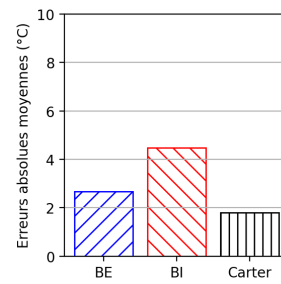
FIGURE 3.29 – Comparaison des pertes estimées à l'aide du réseau thermique et des pertes globales ou locales avec les pertes mesurées à différentes vitesses de rotation



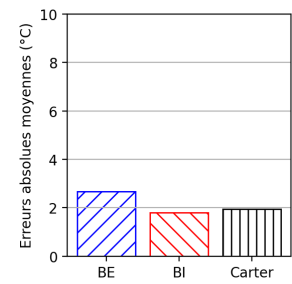
(a) Harris 15 l/h



(b) Local 15 l/h

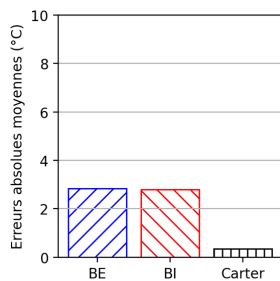


(c) Harris 35 l/h

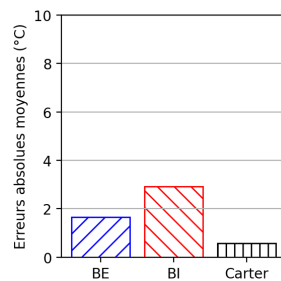


(d) Local 35 l/h

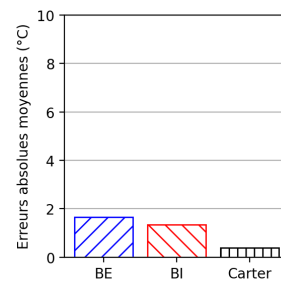
FIGURE 3.30 – Erreurs absolues moyennes des températures entre les résultats du réseau et les mesures, pour le roulement 6311, à 15 l/h et 35 l/h, pour deux modèles de pertes, sur l'ensemble de la plage de vitesses



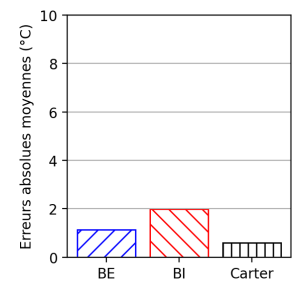
(a) Harris 5 l/h



(b) Local 5 l/h



(c) Harris 15 l/h



(d) Local 15 l/h

FIGURE 3.31 – Erreurs absolues moyennes des températures entre les résultats du réseau et les mesures, pour le roulement 6208, à 5 l/h et 15 l/h, pour deux modèles de pertes, sur l'ensemble de la plage de vitesses

TABLE 3.9 – Erreurs moyennes sur les pertes calculées par les modèles avec un réseau thermique, par rapport aux mesures et entre elles

Modèle	Roulement 6311 (%)		Roulement 6208 (%)	
	15 l/h	35 l/h	5 l/h	15 l/h
Harris	18,9	11,3	13,8	15,7
Local	17,7	10,7	9,7	11,9
Comparaison	5,3	4,8	10,5	13,6

Les erreurs entre les modèles et les mesures, et les écarts entre modèles, ont diminué par rapport aux résultats obtenus précédemment où les modèles étaient utilisés avec les températures mesurées des bagues intérieure et extérieure. Cela est dû à la prise en compte de températures inaccessibles comme celles des billes et du brouillard d'huile dans le roulement. Les phénomènes au niveau des contacts entre les éléments roulants et les bagues sont bien pris en compte et les propriétés du mélange air-huile sont mieux estimées.

Le modèle de Harris-Palmgren et le modèle local couplé à un réseau thermique fonctionnent et donnent de bonnes estimations des pertes et des températures d'un roulement. Précédemment, lors de la présentation des résultats expérimentaux, l'influence ou non de certains paramètres a été démontrée. Dans la suite, l'objectif est de vérifier si les mêmes observations sont faites au travers des modèles de pertes et du réseau thermique.

## IV.4 Modélisation du comportement thermo-mécanique d'un roulement à billes

### IV.4.1 Influence du débit d'injection

Dans un premier temps, les pertes et les échanges thermiques sont simulés pour les deux roulements et pour plusieurs débits d'injection, mais avec une température d'injection constante à 60°C et une vitesse de rotation égale à 6400 tr/min (Figures 3.32 et 3.33).

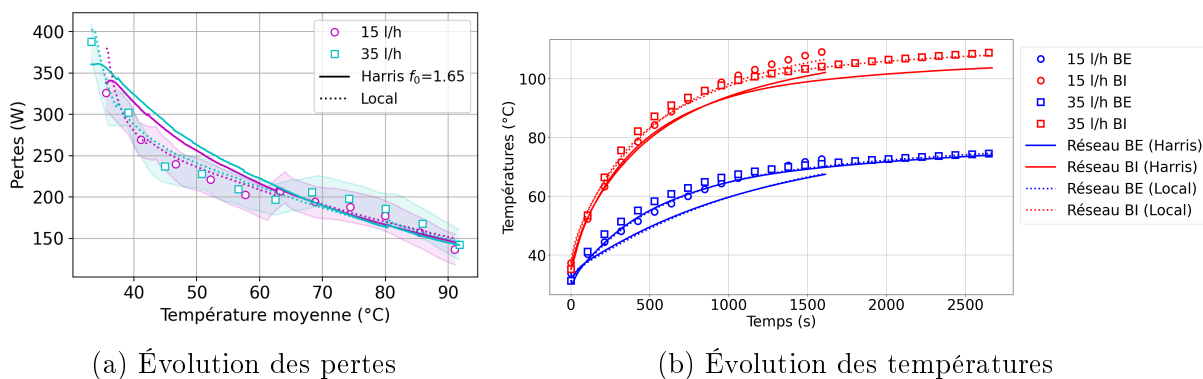


FIGURE 3.32 – Influence du débit d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6311 à 6400 tr/min

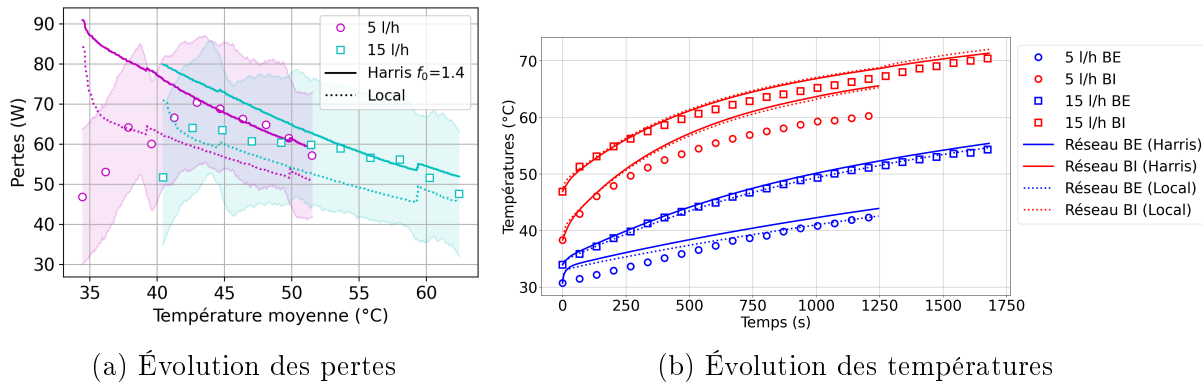


FIGURE 3.33 – Influence du débit d’injection sur les pertes et les températures du roulement 6208 à 6400 tr/min

Les pertes et les températures sont bien prédites par le réseau thermique et les deux modèles utilisés. L’erreur relative moyenne sur l’ensemble des essais est inférieure à 9,0% avec les deux modèles. Les écarts moyens obtenus entre les résultats pour deux débits différents sont faibles, moins de 5,0%. Les modèles arrivent donc à prévoir que le débit d’injection n’influence pas les pertes des roulements. L’influence du débit sur les températures du roulement 6311 peut être observée sur la Figure 3.32b, dont les essais démarrent avec des températures de bagues égales. Les mêmes évolutions de températures sont constatées, le débit a donc peu d’influence sur le comportement thermique du roulement. Le réseau thermique est capable de reproduire leur évolution, avec une erreur absolue moyenne inférieure à 4,0°C.

#### IV.4.2 Influence de la température d’injection

Dans un deuxième temps, l’influence de la température d’injection de l’huile sur les pertes et les températures est étudiée. Des modélisations sont faites pour les roulements 6311 et 6208 lubrifiés respectivement à 35 l/h et 5 l/h, et avec une vitesse égale à 9700 tr/min. Les résultats sont comparés aux mesures dans des conditions opératoires identiques, avec une température d’injection à 60°C ou 25°C (Figures 3.34 et 3.35).

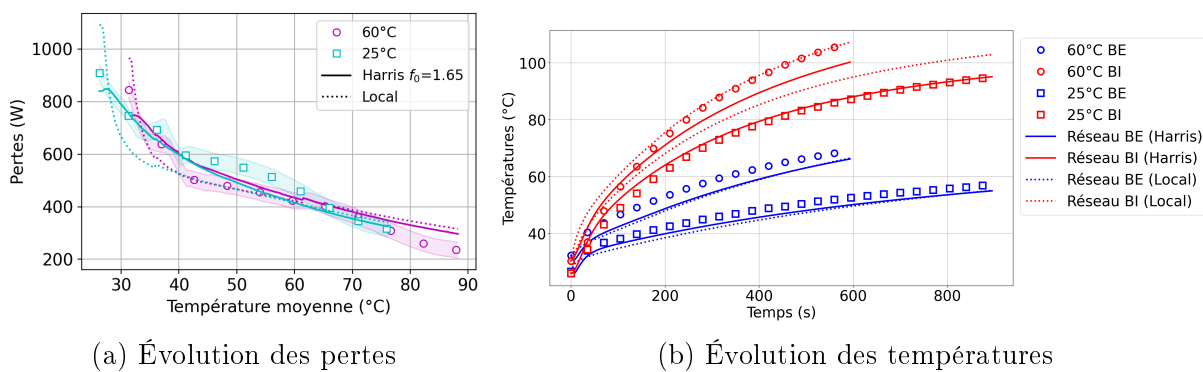


FIGURE 3.34 – Influence de la température d’injection sur les pertes et les températures du roulement 6311 à 9700 tr/min

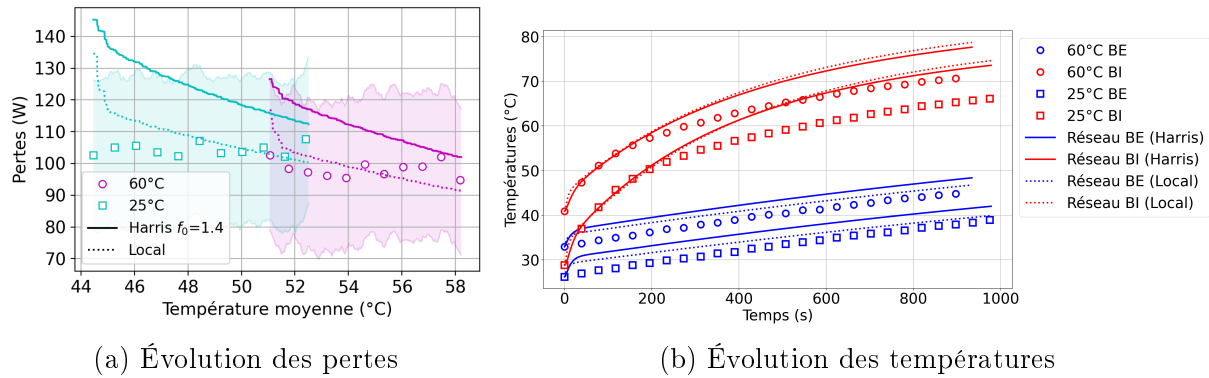


FIGURE 3.35 – Influence de la température d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6208 à 9700 tr/min

Comme précédemment, les résultats des modèles sont en accord avec les mesures, avec des erreurs relatives moyennes inférieures à 12,0% et 7,7% respectivement avec le modèle de Harris et le modèle local. Expérimentalement, des essais avec différentes températures d'injection présentent des écarts de pertes très faibles, cela est bien prédit par les modèles avec des écarts moyens inférieurs à 6,6% entre une huile à 60°C et à 25°C. Cependant, contrairement au cas précédent avec différents débits, ici la température d'injection a beaucoup d'influence sur le comportement thermique du roulement, où une huile à température ambiante aura tendance à refroidir davantage les bagues (Figure 3.34b). Ici aussi les résultats numériques sont en accord avec les mesures. Les températures sont elles aussi bien estimées avec une erreur absolue en moyenne inférieure à 5,0°C. L'écart de température entre la bague intérieure et extérieure est bien respecté, ce qui permet d'avoir des pertes identiques à des températures moyennes égales.

#### IV.4.3 Influence des dimensions des roulements

Troisièmement, l'influence des dimensions des roulements avait été observée expérimentalement. Pour des conditions opératoires identiques, le roulement 6311 avec des dimensions plus importantes que celles du 6208 génère davantage de pertes, environ 3,8 fois plus. Une comparaison entre les deux roulements est faite à 6400 tr/min. Seul le modèle local est utilisé (Figure 3.36).

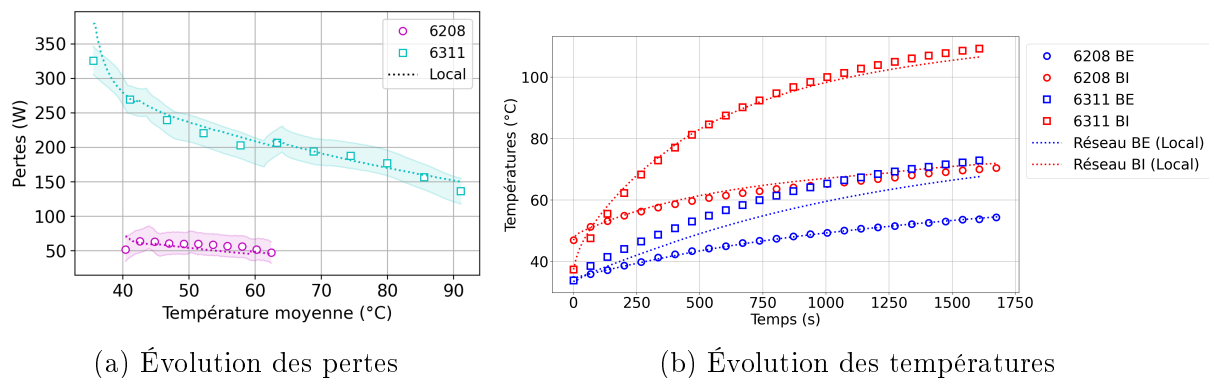


FIGURE 3.36 – Influence des dimensions sur les pertes et les températures des deux roulements à 6400 tr/min et lubrifiés à 15 l/h et 60°C

Le ratio des pertes calculées entre les deux roulements vaut 4,3, soit un écart de

13,1% par rapport au ratio déterminé expérimentalement, qui vaut 3,8. Le modèle local est donc capable de calculer les pertes pour deux roulements avec des géométries très différentes, contrairement au modèle de Harris pour lequel le paramètre  $f_0$  doit être ajusté expérimentalement. Ce résultat a un impact sur l'évolution des températures, puisque moins de pertes sont générées par le roulement 6208. Les températures augmentent donc plus lentement, comme observé sur la Figure 3.36b. Par exemple, en démarrant avec la même température initiale, la bague extérieure du roulement 6311 atteint 71°C au bout de 1500 s, contre 54°C pour le roulement 6208. Le modèle prédit correctement les pertes avec une erreur relative moyenne égale à 7,5%. Les températures des bagues sont également bien prédites avec des erreurs absolues moyennes inférieures à 3,0°C.

#### IV.4.4 Influence du nombre de billes

Ensuite, il a été démontré précédemment que le nombre de billes a une grande influence sur les pertes d'un roulement. La moitié des éléments roulants du roulement 6311 (soit quatre billes sur huit) ont été enlevés de la cage. Seul le modèle de pertes local prend en compte le nombre d'éléments roulants et est donc utilisé ici. Enlever des billes du roulement 6311 implique aussi de changer les écoulements en son sein. Cela impose de faire de nouvelles simulations en CFD du roulement ainsi modifié (Figure 3.37). Comme observé sur la Figure 3.37a, le coefficient de traînée est plus important pour le roulement 6311 avec seulement quatre billes que celui obtenu avec huit billes. Cela est en accord avec les travaux de Marchesse qui montre que le coefficient de traînée augmente avec l'écart entre les billes [60]. L'équation (3.4) n'est donc plus adaptée. Cependant, diviser le nombre de billes par 2,0 correspond à une multiplication du coefficient de traînée d'origine par 2,5 pour le roulement 6311. Ceci permet d'avoir une bonne approximation du coefficient de traînée du roulement 6311 avec quatre billes (Figure 3.37b).

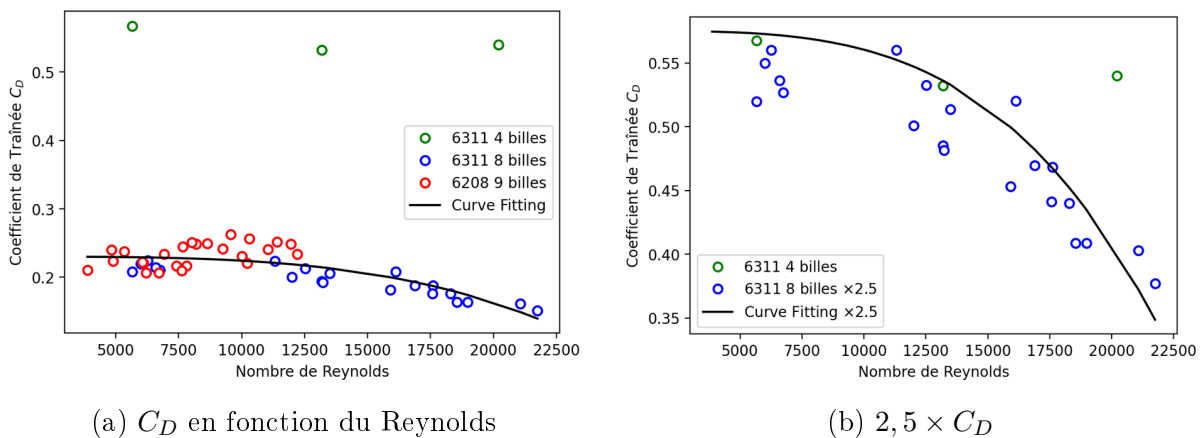


FIGURE 3.37 – Coefficient de traînée en fonction du Reynolds pour toutes les configurations

Les pertes calculées par le modèle local sont comparées aux pertes mesurées lors d'essais avec le roulement 6311 possédant seulement quatre billes (Figure 3.38). Ce modèle est utilisé avec le coefficient de traînée tel que calculé par l'équation (3.4), puis avec ce coefficient multiplié par 2,5 pour correspondre aux résultats CFD.



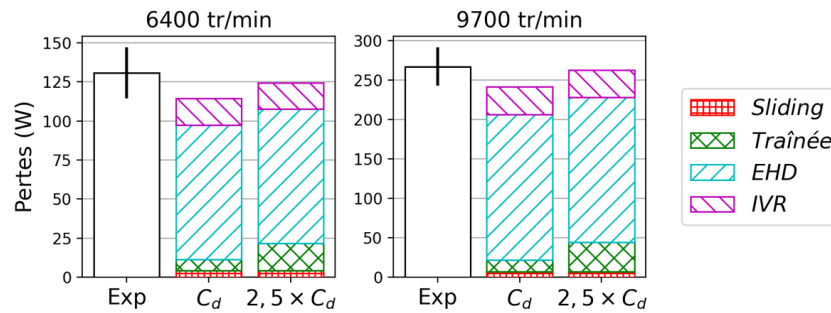


FIGURE 3.38 – Répartition des pertes dans le roulement 6311 avec 4 billes à 6400 tr/min et 9700 tr/min, avec le coefficient de traînée pour huit et quatre billes

De meilleurs résultats sont obtenus avec un coefficient de traînée modifié. Celui-ci est donc conservé pour les calculs de pertes du roulement 6311 avec quatre billes. La valeur des pertes par traînée est finalement peu modifiée entre huit et quatre billes, le rapport du produit  $ZC_D$  étant égal à 1,25.

La Figure 3.39 présente les résultats obtenus pour le roulement 6311 avec la moitié de ses éléments roulants. Une bonne correspondance entre les pertes calculées et les résultats expérimentaux est obtenue. L'erreur relative moyenne du modèle local par rapport aux résultats expérimentaux est inférieure à 10,0%. Les températures des bagues sont bien estimées par le réseau thermique avec des erreurs absolues moyennes inférieures à 2,0°C.

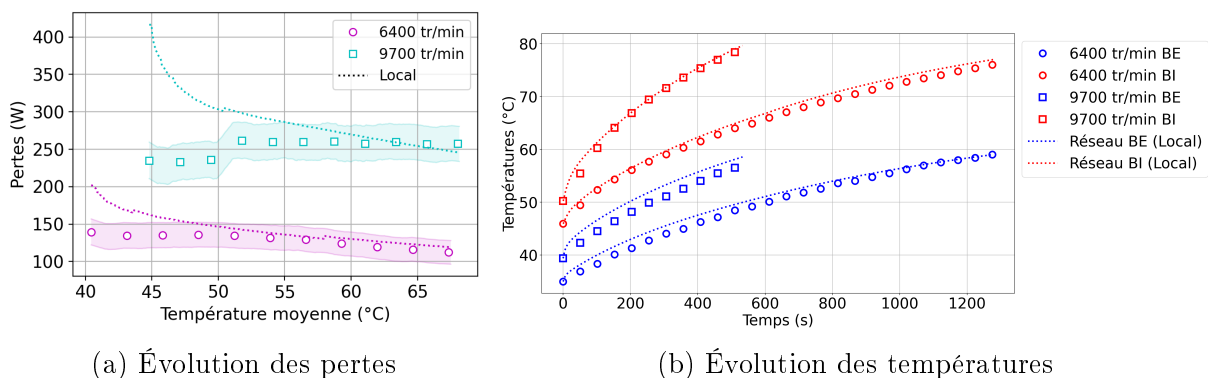


FIGURE 3.39 – Prédiction de l'évolution des pertes et des températures du roulement 6311 avec quatre billes à 6400 tr/min et 9700 tr/min

L'écart relatif moyen mesuré à 6400 tr/min entre l'essai à quatre billes et celui à huit est égal à 48,3%, soit environ la moitié des pertes.

Le modèle global de Harris a été utilisé pour calculer les pertes à 6400 tr/min du roulement 6311 avec huit billes (conditions normales) et avec quatre billes. La composante  $M_1$  dédiée aux pertes dépendantes de la charge est dans ces conditions opératoires (très faible charge) négligeable par rapport à la composante  $M_0$ . Ce modèle avec un facteur  $f_0$  égal à 1,65 prédit correctement les pertes dans le cas normal à huit billes, mais surestime les pertes du roulement 6311 avec quatre billes. La valeur de ce facteur a été divisée par deux et vaut donc 0,82 lorsque le roulement ne possède que quatre billes (Figure 3.40). Les résultats du modèle sont proches des résultats expérimentaux obtenus avec un roulement 6311 à quatre billes.

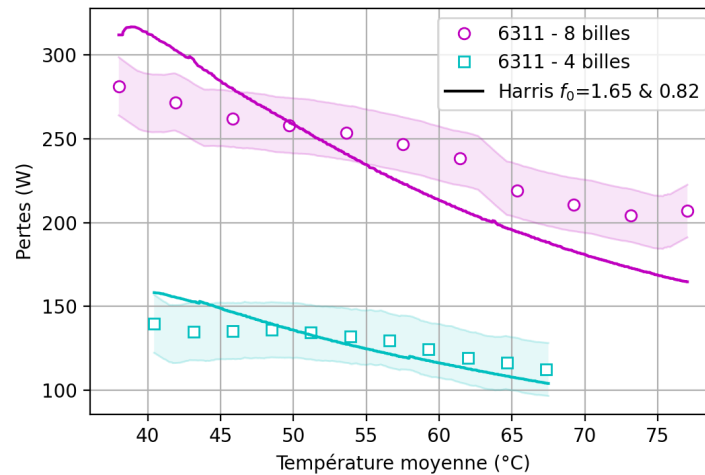


FIGURE 3.40 – Évolution des pertes du roulement 6311 avec huit et quatre billes à 6400 tr/min

L'erreur relative moyenne du modèle par rapport aux mesures est inférieure à 10,4%. L'écart relatif moyen entre les résultats du modèle pour quatre et huit billes vaut 46,2%, valeur très proche de celle obtenue expérimentalement et valant 48,3%. Le facteur  $f_0$  dépend du type de roulement et de ses dimensions, mais également de sa conception, le nombre d'éléments roulants modifiant sa valeur.

## Conclusion

Ce chapitre a présenté les résultats obtenus lors de la campagne d'essais avec une lubrification par injection. L'objectif était de tester deux roulements à billes à gorges profondes de dimensions différentes, les roulements 6311 et 6208. Le roulement 6311 a été choisi pour ses grandes dimensions afin de mettre en évidence les phénomènes indépendants de la charge. Le roulement 6208, plus petit, a été choisi pour étudier un cas plus proche de l'application visée (véhicules électriques). Cette campagne d'essais a également permis de tester les roulements dans des conditions opératoires très variées et d'étudier l'influence de certains paramètres sur les pertes au sein de paliers à éléments roulants. Les paramètres concernés sont :

- la vitesse de rotation entre 3200 tr/min et 12100 tr/min,
- le débit d'injection entre 5 l/h et 35 l/h,
- la température d'injection entre 25°C et 60°C,
- les dimensions du roulement,
- le nombre d'éléments roulants.

Dans un premier temps, les résultats expérimentaux ont été présentés. La quantité d'huile traversant le roulement a été mesurée pour les deux roulements. Les pertes de puissance et les températures des roulements lubrifiés par injection ont été mesurées et ont permises plusieurs observations :

- les pertes augmentent avec la vitesse de rotation ;

- les pertes ne dépendent pas de la charge lorsque celle-ci reste inférieure à 10% du  $C_0$  ;
- les pertes ne sont influencées ni par le débit ni par la température d'injection ;
- les pertes augmentent avec les dimensions globales du roulement ;
- les pertes indépendantes de la charge d'un même roulement augmentent avec le nombre d'éléments roulants.

Dans un deuxième temps, les modèles de pertes globaux et locaux ont été testés en prenant en compte les températures expérimentales des bagues. Trois modèles sont utilisés dont deux modèles globaux : le modèle de Harris-Palmgren et celui de SKF. Le troisième est un modèle local, calculant la contribution de chaque source de pertes indépendamment. Plusieurs remarques et observations sont faites sur chaque modèle :

- les pertes par traînée utilisées dans le modèle de Harris et le modèle local, sont calculées grâce à une loi du coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds déterminée par CFD pour des roulements à billes à gorge profonde ;
- le coefficient de traînée est plus faible que celui obtenu dans le cas d'une sphère fixe dans un écoulement et un espace infini [60] ;
- le paramètre  $f_0$  dans la composante indépendante de la charge  $M_0$  du modèle de Harris n'est pas identique pour tous les roulements de même type, il doit être ajusté expérimentalement ou évalué à partir du modèle local ;
- le modèle de SKF donne de bons résultats mais est limité à un  $N.d_m$  inférieur à  $0,5 \times 10^6$  ;
- le modèle de SKF peut être modifié afin de palier cette limite de vitesse en supprimant les facteurs  $\Phi_{ish}$  et  $\Phi_{rs}$ , en fixant une force radiale au moins égale à 10% du  $C_0$  et en ajustant la composante  $M_{drag}$  ;
- la répartition des pertes estimées par le modèle de SKF est déséquilibrée, les pertes par traînée sont trop importantes par rapport aux pertes par roulement hydrodynamique, surtout à hautes vitesses ;
- le modèle local donne de bons résultats en considérant deux régimes de lubrification entre les billes chargées (EHD) et non-chargées (IVR) pour le roulement hydrodynamique ;
- le modèle local et le modèle de Harris avec un facteur  $f_0$  recalé expérimentalement donnent les mêmes résultats.

Une modélisation fine de la traînée ne permet pas d'expliquer les pertes totales mesurées, il y a donc une composante indépendante de la charge autre, notamment traduite par le  $M_0$  du modèle de Harris. Le modèle local permet d'identifier cette source manquante et de l'associer au roulement hydrodynamique en régime IVR.

Enfin, la méthode des réseaux thermiques a été couplée avec les modèles de pertes précédents :

- le roulement et son environnement sont discrétisés en plusieurs nœuds isothermes, reliés par des résistances représentant les échanges thermiques entre eux ;
- des essais en refroidissement ont été faits afin de valider les résistances indépendantes de la température et celles liées à l'air ambiant ;
- le réseau thermique complet permet de bien estimer les températures des bagues et de prédire les températures d'éléments inaccessibles comme les billes ;
- les résultats numériques sont en accord avec les observations expérimentales, les changements de conditions opératoires induisent les mêmes modifications numériquement qu'expérimentalement.

Ces observations expérimentales et l'outil numérique développé permettent une bonne compréhension du comportement thermique et de l'évolution des pertes d'un roulement à billes à gorge profonde. Les échanges thermiques entre le roulement et son environnement sont bien modélisés. L'estimation de certaines températures du roulement comme celle des billes permet de mieux prédire les pertes du roulement avec un modèle local. Néanmoins, les modèles de pertes et le réseau thermique utilisés ici ne sont valables que pour une lubrification par injection du roulement. Un autre mode de lubrification, comme un bain d'huile, nécessite une autre analyse et par conséquent des modifications de ces modèles.



# Chapitre 4

## Lubrification par barbotage

I	Méthodologie . . . . .	84
II	Observation du comportement du bain . . . . .	87
	II.1 Immersions faibles . . . . .	88
	II.2 Immersions élevées . . . . .	89
III	Résultats expérimentaux . . . . .	92
	III.1 Mesure des pertes des joints à lèvres . . . . .	92
	III.2 Comparaison des pertes entre une lubrification par injection et par barbotage . . . . .	93
	III.3 Influence du nombre de billes . . . . .	94
	III.4 Influence du niveau d'huile . . . . .	95
IV	Modélisations avec un faible niveau d'huile . . . . .	97
	IV.1 Modèles de pertes en barbotage . . . . .	97
	IV.1.1 Modèle global de Harris-Palmgren . . . . .	97
	IV.1.2 Modèle global de SKF . . . . .	98
	IV.1.3 Modèle local . . . . .	99
	IV.2 Réseau thermique en barbotage . . . . .	101
	IV.2.1 Structure du réseau thermique en barbotage . . . . .	101
	IV.2.2 Validation des résistances en refroidissement . . . . .	102
	IV.2.3 Validation du réseau complet . . . . .	103
V	Modélisations avec des niveaux d'huile élevés . . . . .	105
	V.1 Modèles de pertes en barbotage . . . . .	106
	V.1.1 Prise en compte du niveau d'huile dans les modèles . . . . .	106
	V.1.2 Modélisation des pertes par traînée . . . . .	108
	V.1.3 Ajout du modèle de traînée aux autres modèles de pertes . . . . .	110
	V.2 Réseau thermique en barbotage . . . . .	113
	V.2.1 Réseau thermique en refroidissement . . . . .	113
	V.2.2 Réseau thermique en fonctionnement . . . . .	114

## Introduction

Les pertes et les échanges thermiques au sein de roulements à billes à gorge profonde lubrifiés par injection ont été présentés dans le chapitre 3. Les résultats expérimentaux pour la détermination des pertes de puissance dans les roulements testés ont été analysés. Puis, des modèles de pertes ont été utilisés et comparés. Les avantages et les limites de ces modèles ont été présentés. Un réseau thermique a été réalisé et exploité avec les modèles de pertes pour le cas de roulements lubrifiés par injection. Tous ces résultats ont été comparés aux mesures. Ceci a permis de conclure sur l'influence de certaines variables telles que la vitesse de rotation, le débit et la température d'injection sur les puissances dissipées au sein du roulement.

Dans ce chapitre, le mode de lubrification par barbotage est étudié. De nouvelles campagnes d'essais sont réalisées avec des roulements testés dans un bain d'huile. Le niveau d'huile à l'intérieur du bloc mesure est une nouvelle variable, remplaçant le débit et la température d'injection des campagnes précédentes. Tout d'abord, la méthodologie est présentée avec les matrices d'essais et les objectifs. Ensuite, une explication des phénomènes liés au bain d'huile est proposée avec des observations de celui-ci, pour différents niveaux d'immersion du roulement. Le principal objectif est de pouvoir modéliser les pertes d'un roulement lubrifié par barbotage avec un faible niveau d'huile, cas le plus répandu dans les applications liées au transport routier, puis d'analyser les pertes lorsque le niveau augmente. Une première partie est proposée sur l'étude des pertes et des transferts thermiques avec un niveau d'huile faible, correspondant à la moitié d'une bille immergée. Les résultats expérimentaux sont présentés et comparés avec ceux obtenus lors d'essais en injection, puis les modèles de pertes et le réseau thermique sont testés. Dans une seconde partie, les cas pour des niveaux d'huile plus élevés sont présentés, et le modèle de pertes par traînée est modifié.

## I Méthodologie

De nouvelles campagnes d'essais ont été réalisées sur les roulements 6311 et 6208, déjà utilisés dans la partie précédente afin d'étudier les pertes et les transferts thermiques de roulements à billes lubrifiés par barbotage. Des modifications sont apportées sur le bloc mesure pour l'adapter à ce mode de lubrification. Les évacuations d'huile sont obstruées afin de conserver un bain d'huile avec un niveau constant dans le bloc, et la buse d'injection précédemment utilisée est retirée (Figure 4.1). La quantité d'huile dans le bain est réglée grâce à une jauge sur le bloc indiquant la hauteur du bain d'huile.

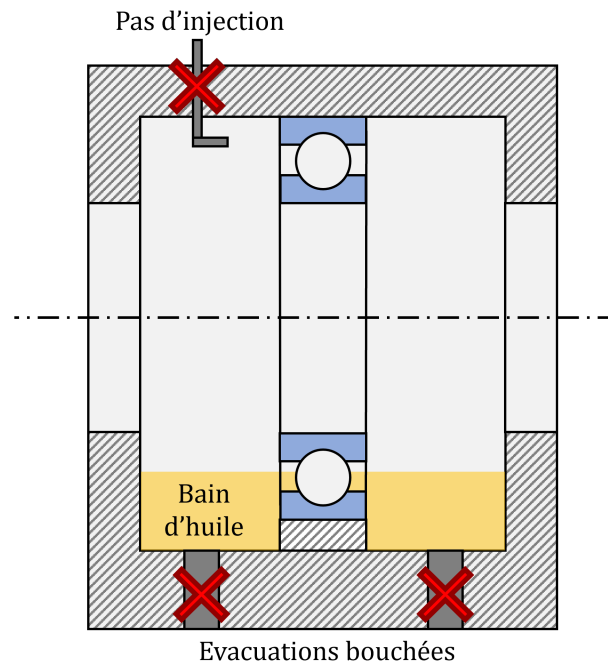


FIGURE 4.1 – Schéma de principe du bloc avec un roulement lubrifié par barbotage

Pour chaque roulement testé, quatre niveaux d'huile ont été appliqués. La hauteur du bain est définie par rapport au nombre de billes immergées. Le niveau le plus faible correspond à une demi-bille immergée (0.5B), puis augmente avec une bille entièrement immergée (1B), trois billes immergées (3B) et la moitié du roulement immergé (0.5R) (Figure 4.2).

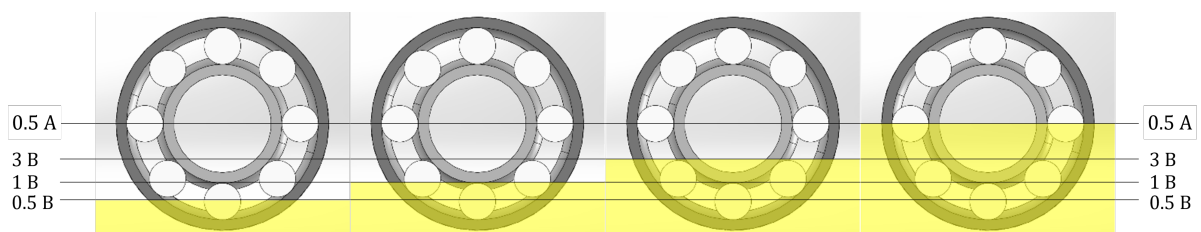


FIGURE 4.2 – Représentation des quatre niveaux d'huile appliqués au roulement 6311

Une première série d'essais, dont le but est d'observer le comportement du bain d'huile à l'intérieur du bloc du roulement 6208, a été réalisée. Une meilleure compréhension des phénomènes se produisant dans le bloc et dans le roulement pour différentes vitesses de rotation et niveaux d'huile peut aider à définir des échanges convectifs ou à corriger la modélisation des différentes sources de pertes. Pour cela, le bloc possède quatre percages sur sa face avant et une plaque transparente permettant une observation à l'intérieur de celui-ci (Figure 4.3).





FIGURE 4.3 – Bloc du roulement 6208 avec une demi-bille immergée, au repos

Cette fenêtre permet une bonne visibilité sur le bain mais a l'inconvénient de créer des réserves d'huile dans les perçages et pourrait perturber les écoulements dans le bloc. Une pièce transparente permettant de reproduire la partie manquante à l'intérieur du bloc a donc été fabriquée (Figure 4.4).



(a) Bouchon transparent



(b) Intérieur du bloc

FIGURE 4.4 – Photos du bouchon transparent et de l'intérieur du bloc une fois que le bouchon est installé

Des observations ont donc été effectuées avec le roulement 6208. La vitesse varie de 3200 tr/min à 12100 tr/min. Un niveau d'huile est appliqué entre une demi-bille et la moitié du roulement immergé. Deux systèmes d'observation sont possibles avec la plaque ou le bouchon transparent (Tableau 4.1).

TABLE 4.1 – Matrice d’essais pour l’observation du bain d’huile dans le bloc du roulement 6208

Observation	Vitesses (tr/min)	Niveaux
Plaque	3200 à 12100	0.5B-1B-3B-0.5A
Bouchon	3200 à 12100	0.5B-1B-3B-0.5A

Les résultats de ces essais sont présentés dans la prochaine section. Ensuite, des essais pour mesurer les pertes des roulements et les températures ont été faits. De même que dans le chapitre précédent, une campagne d’essais a été réalisée et plusieurs paramètres ont été testés, dont la vitesse de rotation avec une plage allant de 3200 tr/min à 12100 tr/min, le nombre de billes du roulement 6311, et la hauteur du bain d’huile (Tableau 4.2).

Des joints labyrinthes sont utilisés pour de faibles immersions. Augmenter le niveau d’huile implique d’assurer une bonne étanchéité du bloc mesure. Pour des niveaux d’huile plus élevés, les joints labyrinthes ne permettent pas une étanchéité dynamique correcte, des joints à lèvres sont alors utilisés. Les pertes de ces derniers ont dû être déterminées comme cela a été fait dans le chapitre 2 ou en comparant dans des conditions opératoires identiques les pertes obtenues avec les deux types de joints pour de faibles immersions.

TABLE 4.2 – Matrice d’essais pour les mesures des pertes et des températures des roulements 6311 et 6208

Roulement	Vitesses	Niveaux	Joints	Nombre de billes	Charge (kN)
6311	5 points	0.5B	Labyrinthes	8	3
6311	2 points	0.5B	Labyrinthes	4	3
6311	3 points	0.5B-1B-3B-0.5A	Lèvres	8	3
6208	6 points	0.5B	Labyrinthes	9	1
6208	2 points	0.5B-1B-3B-0.5A	Lèvres	9	1

Comme expliqué précédemment, cette matrice d’essais permet d’étudier l’influence de différents paramètres sur les pertes et la thermique des roulements. La charge radiale ayant peu d’influence sur les pertes, comme présentée dans le chapitre 3, celle-ci est gardée constante sur chaque roulement. Ces résultats sont présentés dans les sections suivantes avec dans un premier temps l’observation du bain d’huile, puis dans un second temps les résultats expérimentaux obtenus et comparés entre eux pour analyser l’influence de certains paramètres.

## II Observation du comportement du bain

La section précédente a présenté la configuration du bloc mesure et la particularité de celui du roulement 6208, permettant d’observer le comportement du bain d’huile à l’intérieur de ce bloc. Deux tendances ont été observées en fonction de l’immersion, et sont présentées ci-dessous.

## II.1 Immersions faibles

Dans le cas où le niveau d'huile est faible, c'est-à-dire au maximum une bille immergée, le bain d'huile dans le bloc est très calme, presque statique (Figure 4.5). En revanche, proche du roulement, le bain d'huile semble être agité, notamment avec une bille immergée (agitation visible à gauche sur la Figure 4.5b). De plus, l'huile est plus aérée lorsque le niveau d'huile correspond à une bille immergée, confirmant l'hypothèse d'une agitation à proximité du roulement. Les fenêtres sur la partie haute du bloc ont permis de voir que très peu d'huile est projetée sur les faces internes du carter.



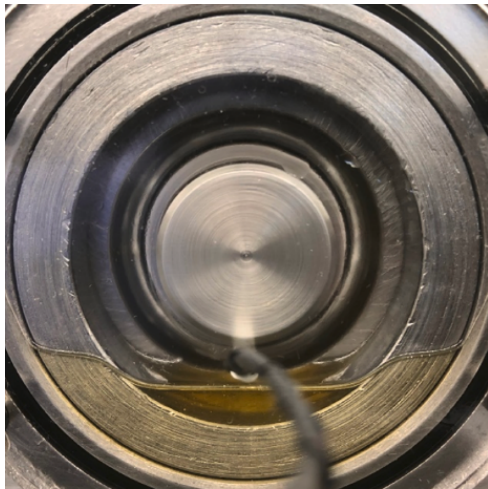
(a) Une demi-bille immergée (0.5B)



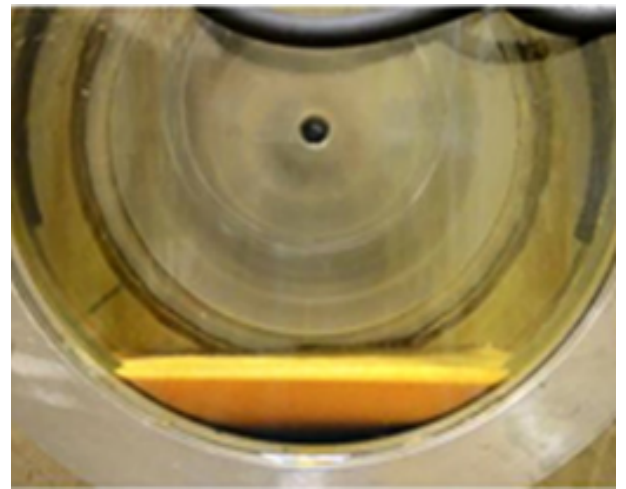
(b) Une bille immergée (1B)

FIGURE 4.5 – Photos du bain pour de faibles immersions du roulement (0.5B et 1B), situé sur la gauche

Cette observation est en accord avec celles faites par Peterson *et al.* [15] et Hannon *et al.* [36] (Figure 4.6). Dans la première étude, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par barbotage avec un niveau d'huile égal au rayon de l'élément le plus bas montre que le bain garde un comportement proche de celui au repos [15]. Dans la seconde, un roulement à rotule sur rouleaux lubrifié par injection mais avec un faible bain résiduel, dont le niveau est équivalent à un élément immergé, montre que celui-ci reste statique [36].



(a) Roulement à billes à gorge profonde (Peterson et al.)



(b) Roulement à rotule sur rouleaux (Hannon et al.)

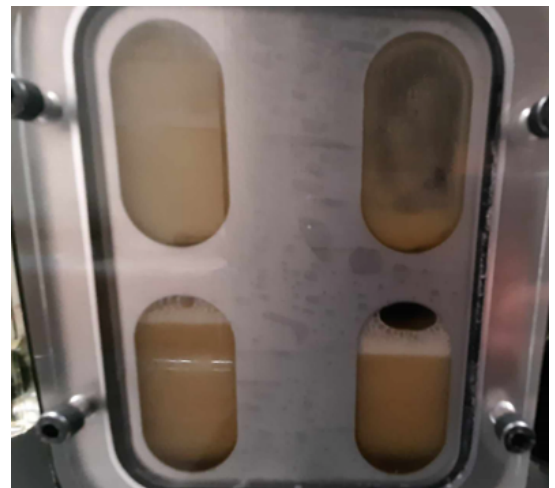
FIGURE 4.6 – Photos de deux roulements avec une hauteur de bain d'huile faible

## II.2 Immersions élevées

Pour des niveaux d'huile plus importants, c'est-à-dire avec trois billes et la moitié du roulement immergé, le comportement du bain est cette fois-ci très différent des observations précédentes. En effet, le bain est très agité et de l'huile est projetée dans tout le bloc (Figure 4.7). Dans le cas où la moitié du roulement est immergé, la source lumineuse n'est plus visible (Figure 4.7b).



(a) Trois billes immergées (3B)



(b) Moitié du roulement (0.5A)

FIGURE 4.7 – Photos du bain pour d'importantes immersions du roulement (3B et 0.5A) avec la fenêtre

Ces essais ont été réalisés avec une fenêtre transparente sur la face du bloc. Cela a permis de voir le bain dans le bloc mais crée des réserves d'huile dans les perçages, notamment pour des immersions importantes. Comme expliqué dans la section précédente, un bouchon transparent a ensuite été utilisé afin de combler les trous dans le bloc et d'observer le bain et les écoulements dans des conditions normales (Figure 4.4). Toujours

pour des niveaux d'huile supérieurs ou égaux à trois billes immergées, l'intérieur du bloc est observé au travers des trous supérieurs (Figure 4.8). Dans le cas de trois billes immergées, des projections d'huile sont observées à l'intérieur du bloc. Mais lorsque la moitié du roulement barbote, un écoulement se crée dans le sens de rotation de l'arbre.



(a) Trois billes immergées (3B)



(b) Moitié du roulement (0.5A)

FIGURE 4.8 – Photos du bain pour d'importantes immersions du roulement (3B et 0.5A) avec le bouchon

Encore une fois, ces observations sont en accord avec celles proposées dans la littérature. Dans le cadre d'une lubrification par barbotage, et lorsque le niveau d'huile est élevé, Peterson *et al.* montrent qu'un anneau se forme [15]. Hannon *et al.* présentent des résultats liés à la quantité d'huile dans un roulement lubrifié par barbotage, montrant un phénomène d'aspiration de l'huile dans le roulement et le début de la formation d'un anneau, mais ces essais sont à faible vitesse [36].

Ce phénomène d'anneau d'huile a déjà été observé sur des trains épicycloïdaux lubrifiés par barbotage [98]. Un roulement [15] et un train épicycloïdal [98] tous deux lubrifiés par barbotage permettent de voir des phénomènes et des écoulements similaires (Figure 4.9).

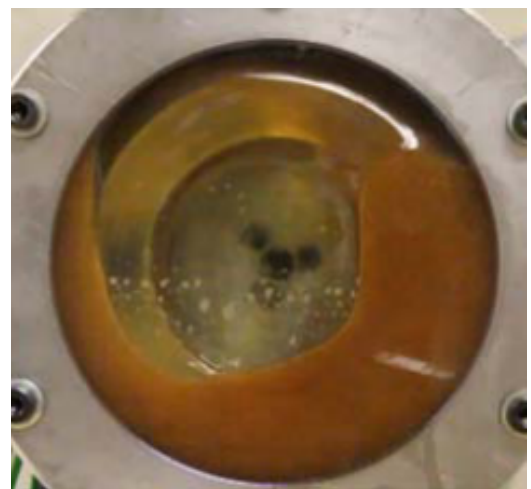
(a) Roulement (Peterson *et al.*)(b) Train épicycloïdal (Boni *et al.*)

FIGURE 4.9 – Photos d'un roulement et d'un train épicycloïdal lubrifiés par barbotage

Ceci permet de faire une analogie entre ces deux systèmes qui ont une architecture semblable, avec la couronne et le solaire correspondant aux bagues d'un roulement, les satellites aux éléments roulants et le porte-satellite à la cage (Figure 4.10).

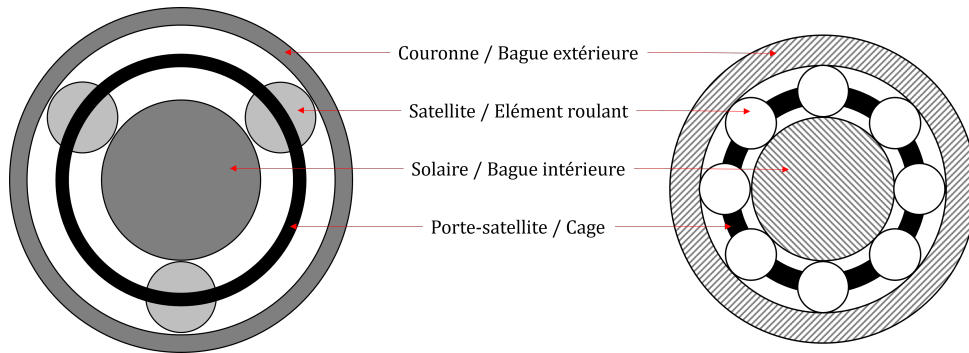


FIGURE 4.10 – Schéma pour l'analogie entre un train épicycloïdal et un roulement

Cette analogie permet donc de s'inspirer des travaux réalisés sur les trains épicycloïdaux lubrifiés par barbotage. Une condition pour la formation d'un anneau d'huile a été développée par Boni *et al.* [98]. Le premier critère est le volume critique du bain, à partir duquel un anneau peut se former. Ce volume correspond à la quantité d'huile nécessaire telle que si l'anneau d'huile existait, il serait alors en contact avec le porte-satellite/cage (Figure 4.11). Le second critère repose sur des nombres sans dimension, les nombres de Froude et de Reynolds. Dans le cas du roulement, seul le premier critère permet de dissocier deux régimes d'écoulements, les conditions sur les nombres adimensionnels étant toujours respectées dans les plages de vitesse et de température des essais avec les roulements 6311 et 6208.

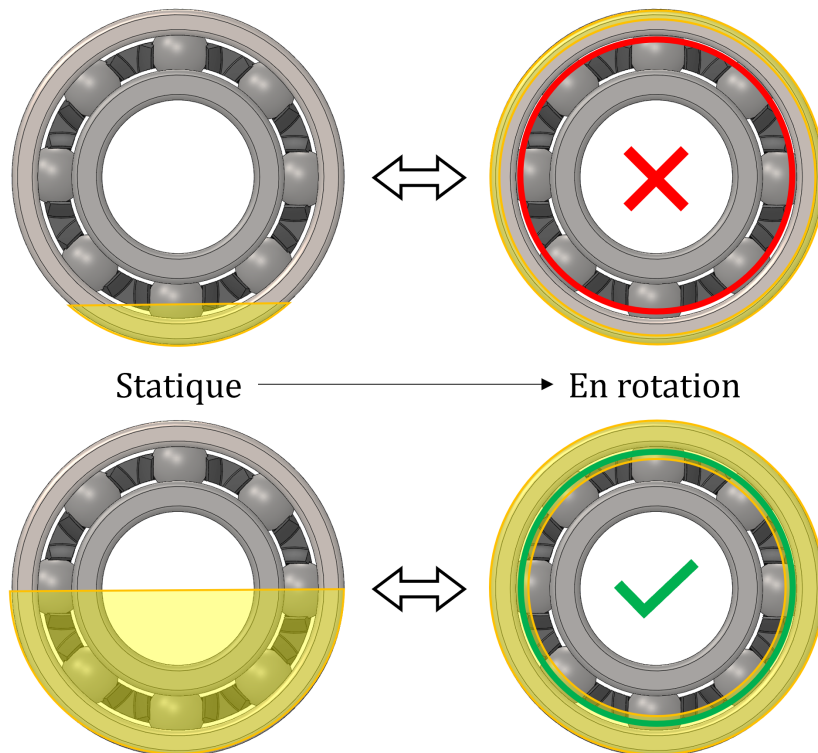


FIGURE 4.11 – Présence d'un anneau en fonction du volume d'huile

Ces différents comportements du bain d'huile permettent de proposer des modifications du modèle de pertes par traînée initialement proposé et de mieux définir les échanges thermiques au sein d'un réseau, en fonction de la hauteur du bain, et de valider ces hypothèses par des résultats expérimentaux présentés dans la section suivante.

### III Résultats expérimentaux

Deux roulements à billes à gorge profonde ont été testés. Contrairement au chapitre 3, les roulements sont lubrifiés par barbotage. De premiers essais sont réalisés afin de déterminer la valeur des pertes des joints à lèvres de chaque bloc. Ensuite, les pertes obtenues en injection et en barbotage sont comparées. Enfin, l'influence de plusieurs paramètres est étudiée, dont la vitesse de rotation, les dimensions des roulements, le nombre d'éléments roulants et la hauteur du bain d'huile.

#### III.1 Mesure des pertes des joints à lèvres

Lors d'essais avec un bain d'huile, une bonne étanchéité du bloc mesure est nécessaire. Des joints labyrinthes sont privilégiés car ils ont l'avantage de générer très peu de pertes. Néanmoins, quand l'immersion est élevée (équivalente à une bille immergée ou plus), l'étanchéité n'est plus assurée. Des joints à lèvres sont donc installés. Contrairement aux joints labyrinthes, ceux-ci génèrent des pertes par frottement des lèvres sur l'arbre et vont modifier son comportement thermique. La méthode pour mesurer les pertes des joints est expliquée dans la section I.3 du chapitre 2 pour le bloc mesure du roulement 6311. La formule de Simrit (Équation (2.2)) permet de bien estimer ces pertes. La valeur de la constante est modifiée en fonction du joint utilisé, selon sa matière et son type. Celle-ci est égale à  $7,69 \times 10^{-6}$  pour le roulement 6311 (joint à lèvre en élastomère fluoré (FPM)) et à  $12,0 \times 10^{-6}$  pour le 6208 (joint double lèvre en nitrile (NBR)).

Des essais avec un faible niveau d'huile ont été réalisés avec des joints labyrinthes puis des joints à lèvres, pour des cas de charges et de vitesses identiques. Pour les essais avec des joints à lèvres, les pertes calculées par le modèle de Simrit sont soustraites aux pertes mesurées. Les pertes du roulement testé ainsi obtenues sont ensuite comparées avec celles lorsque des joints labyrinthes sont utilisés dans des conditions opératoires similaires (Figure 4.12). Les résultats sont bien les mêmes quel que soit le joint utilisé. Les pertes des joints à lèvres sont donc bien estimées et déduites des pertes totales mesurées par le banc.

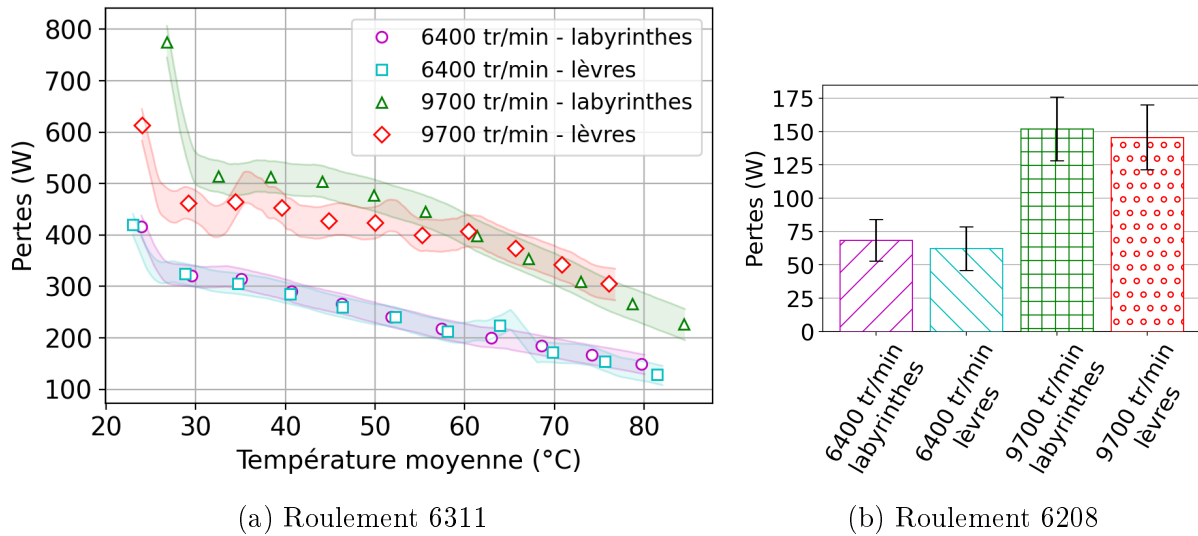


FIGURE 4.12 – Pertes des roulements 6311 et 6208 avec différents types de joints

Un écart relatif moyen entre les pertes des essais avec des joints labyrinthes et ceux avec des joints à lèvres inférieur à 10,0% est obtenu pour les deux roulements sur toute la plage de vitesse. Cet écart relatif est calculé aux températures moyennes des bagues les plus élevées pour le roulement 6208, soit 44°C à 6400 tr/min et 53°C à 9700 tr/min. Les pertes des joints à lèvres sont donc bien estimées et prises en comptes vis-à-vis des pertes totales mesurées.

### III.2 Comparaison des pertes entre une lubrification par injection et par barbotage

Le mode de lubrification peut avoir une influence sur les pertes des roulements, les phénomènes liés aux écoulements de l'huile n'étant pas les mêmes. Plusieurs modèles pour le calcul des pertes d'un roulement prédisent des différences entre ces deux modes de lubrification, comme présenté dans le chapitre 1. La composante  $M_{drag}$  du modèle de SKF est conçue pour le calcul du couple de pertes par traînée d'un roulement lubrifié par barbotage, mais indique que la hauteur d'huile peut être fixée égale à la moitié du diamètre de l'élément le plus bas pour une lubrification par injection, puis le couple obtenu doit être multiplié par deux [37, 62]. Pour les pertes indépendantes de la charge  $M_0$  calculées par le modèle de Harris-Palmgren, la valeur du paramètre  $f_0$  pour un roulement à billes à gorge profonde vaut 4,0 et 2,0 respectivement pour de l'injection et du barbotage [39]. La société Schaeffler propose également des valeurs de  $f_0$  différentes en fonction du mode de lubrification, mais avec des valeurs plus élevées dans le cas du barbotage [96]. Les modèles de Harris et SKF indiquent une augmentation des pertes lorsque le roulement est lubrifié par injection plutôt que par barbotage. Afin de vérifier ces hypothèses, des essais ont été réalisés avec les roulements 6311 et 6208 lubrifiés par barbotage, avec un niveau d'huile correspondant à une demi-bille immergée comme proposé par le modèle de SKF et recommandé dans l'industrie. Les résultats de ces essais ont ensuite été comparés avec les mesures obtenues lors d'essais en injection, dans des conditions opératoires équivalentes (Figure 4.13).



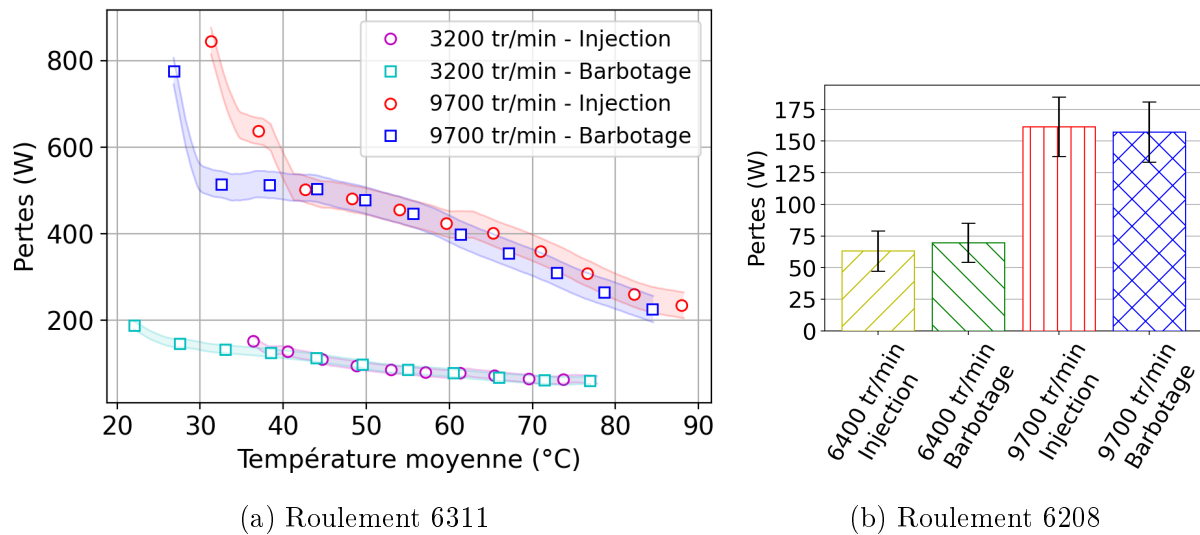


FIGURE 4.13 – Comparaison des pertes des roulements 6311 et 6208 entre une lubrification par injection et une lubrification par barbotage avec une demi-bille immergée

Les pertes entre les deux modes de lubrification sont les mêmes pour chaque roulement et vitesses de rotation, contrairement aux prédictions des modèles. L'écart relatif entre les pertes en injection et celles en barbotage est inférieur à 10,2% pour les deux roulements. Certaines observations faites au chapitre 3 sont donc toujours valables lorsque les roulements sont lubrifiés par barbotage avec une demi-bille immergée, comme la dépendance des pertes avec la vitesse de rotation ou la charge radiale.

### III.3 Influence du nombre de billes

Comme présenté précédemment, le nombre d'éléments roulants dans le roulement a une grande influence sur les pertes d'un roulement lubrifié par injection. Cela est également le cas lors d'une lubrification par barbotage. Des essais ont été faits avec le roulement 6311 présentant huit ou quatre billes, lubrifié par un bain d'huile avec une hauteur égale au rayon de la bille la plus basse, à 6400 tr/min et 9700 tr/min (Figure 4.14). L'écart relatif moyen entre les pertes à quatre et huit billes vaut 46% pour les deux cas de vitesses testés. Ce résultat est proche de ce qui a été obtenu en injection avec des écarts entre 45% et 48%. De plus, même avec la moitié des éléments roulants, les pertes du roulement 6311 sont semblables entre l'injection et le barbotage, avec des écarts inférieurs à 10%.

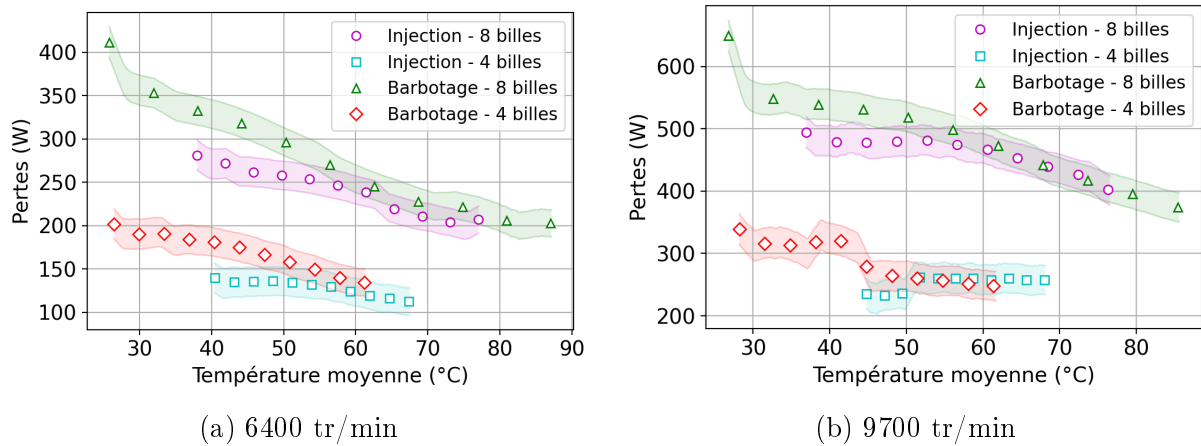


FIGURE 4.14 – Influence du nombre de billes et du mode de lubrification sur les pertes du roulement 6311

Cela confirme une fois de plus que le nombre de billes est un paramètre important dans le calcul des pertes. Une réduction du nombre de billes diminue le nombre de contacts entraînant alors une diminution des pertes par roulement hydrodynamique. Cette diminution a aussi une influence sur les pertes par traînée. Les deux modes de lubrification donnent également des résultats proches, quel que soit le nombre de billes, validant l'hypothèse de la section précédente.

### III.4 Influence du niveau d'huile

Des essais avec différents niveaux d'huile ont été réalisés. La hauteur du bain d'huile est relative au nombre d'éléments roulants immergés, allant d'une demi-bille (recommandation en industrie) à la moitié du roulement immergé. Les roulements 6311 et 6208 ont été testés à 6400 tr/min et pour chaque niveau d'immersion (Figure 4.15 et 4.16). Les pertes mesurées pour chaque niveau sont comparées à celles obtenues dans le cas d'une demi-bille immergée. Les pertes augmentent avec le niveau d'huile dans le roulement. Passer d'une demi-bille à une bille puis trois billes immergées correspond à une augmentation respectivement de 7,5% et entre 11% et 20% des pertes des roulements. Quand la moitié du roulement est immergée, les pertes augmentent entre 24% et 36%.

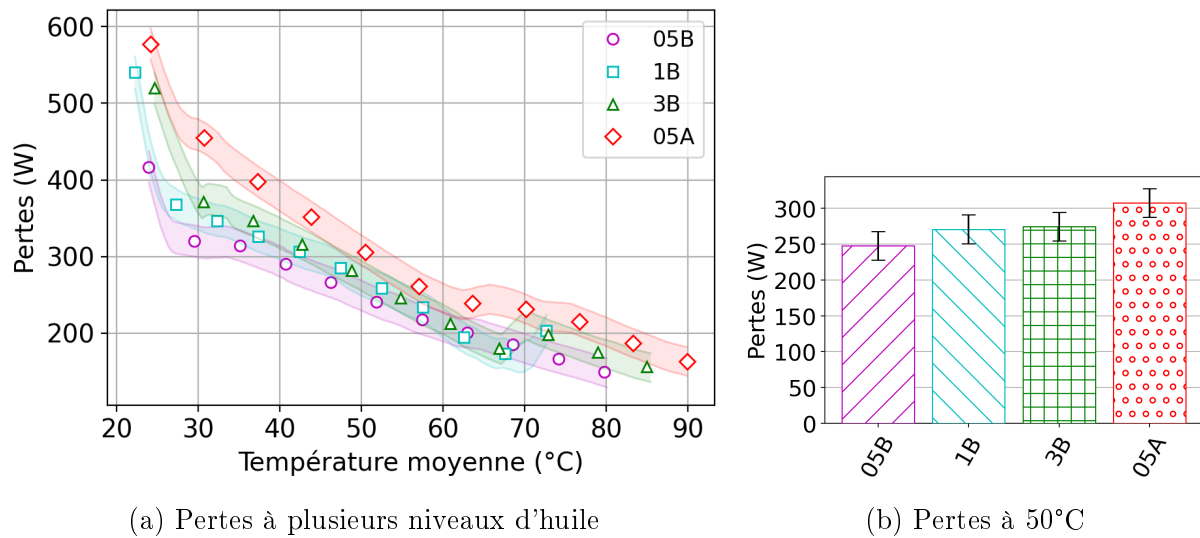


FIGURE 4.15 – Influence du niveau d'huile sur les pertes du roulement 6311 à 6400 tr/min

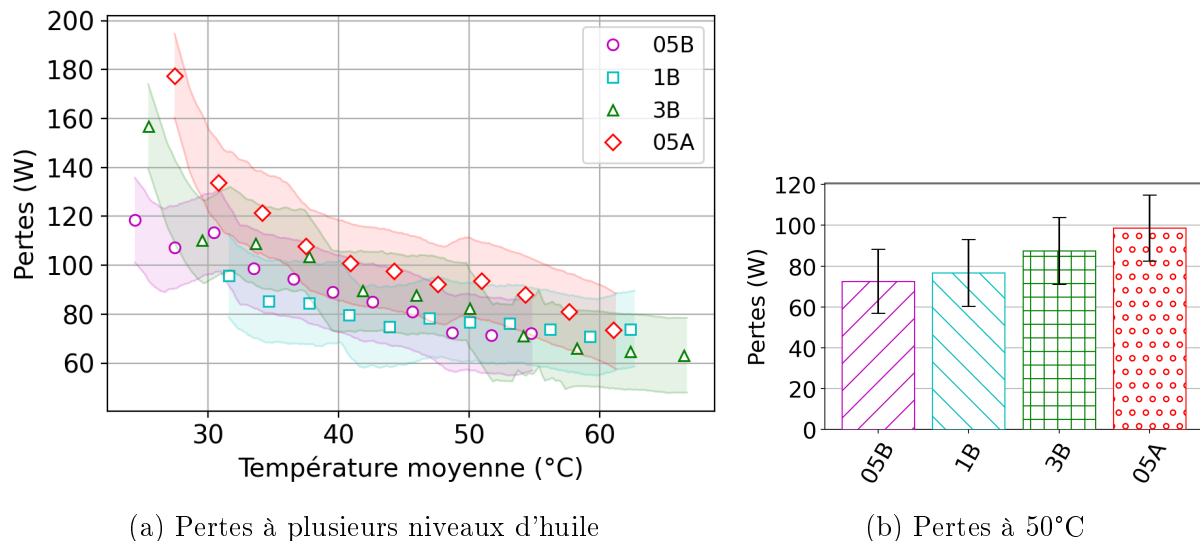


FIGURE 4.16 – Influence du niveau d'huile sur les pertes du roulement 6208 à 6400 tr/min

Ces écarts de pertes sont dus à l'augmentation de la quantité d'huile dans le bloc et le roulement. Cette augmentation est supposée sans influence ni sur le coefficient de frottement donc sur les pertes par glissement, ni sur les pertes par roulement hydrodynamique dont l'épaisseur du film d'huile reste inchangée. En revanche, comme observée en injection, l'augmentation de la fraction d'huile du mélange air-huile au sein du roulement génère davantage de pertes par traînée. Celles-ci restent cependant faibles par rapport aux autres sources de pertes, du fait des vitesses de rotation modérées. Elles peuvent donc être difficiles à isoler, avec des ordres de grandeur proches et parfois inférieurs à l'incertitude de mesure.

À partir de ces résultats expérimentaux, l'étude des pertes d'un roulement lubrifié par barbotage peut être séparée en deux cas : les pertes d'un roulement faiblement immergé comme recommandé par les constructeurs et industriels, et le cas avec des niveaux d'huile plus élevés. Une lubrification par barbotage génère des pertes proches de celles

obtenues par injection dans le cas d'une hauteur de bain relativement faible. Les résultats et modèles déjà présentés dans le chapitre 3 peuvent donc être réutilisés dans la suite de ce chapitre. Cependant, ces modèles doivent être modifiés pour fonctionner dans le second cas, avec des niveaux d'huile plus importants. De plus, une nouvelle modélisation des échanges thermiques doit être proposée. En effet, la présence d'un bain au lieu d'un jet d'huile modifie fortement les écoulements, donc les échanges thermiques, entre l'huile et le roulement. De plus, la température de l'huile lors d'une lubrification par injection est régulée en température, tandis que celle du bain d'huile évolue et dépend du comportement thermique du roulement et du bloc. La prochaine section présente les résultats des modèles de pertes et un nouveau réseau thermique pour une faible immersion des roulements, suivie par une section présentant les travaux pour des hauteurs de bain plus élevées.

## IV Modélisations avec un faible niveau d'huile

Tout comme pour la modélisation des pertes d'un roulement lubrifié par injection, celle-ci est séparée en deux parties : les modèles de calcul des pertes et un réseau thermique. Les différents modèles de pertes sont d'abord repris et appliqués aux roulements lubrifiés par barbotage, puis le réseau thermique est couplé à ces modèles afin d'avoir une modélisation complète du comportement thermo-mécanique des roulements. Dans cette section, seuls les cas correspondant à une faible immersion du roulement sont considérés, c'est-à-dire lorsque le bain d'huile atteint la moitié de l'élément roulant le plus bas (une demi-bille). Pour cette raison, les pertes par traînée sont ici considérées négligeables.

### IV.1 Modèles de pertes en barbotage

Trois modèles pour le calcul des pertes au sein d'un palier à éléments roulants existent et ont été précédemment utilisés dans le chapitre 3. D'abord le modèle global de Harris, puis le modèle de SKF, et enfin le modèle local sont testés pour les roulements 6311 et 6208 et pour diverses conditions opératoires.

#### IV.1.1 Modèle global de Harris-Palmgren

Les pertes mesurées lors d'essais en injection et en barbotage ont été comparées dans la section III.2 et dans des conditions opératoires équivalentes. Les résultats sont similaires entre les deux modes de lubrification, ne montrant que très peu de différence entre les pertes. Cela implique que les résultats obtenus en injection sont applicables aux roulements lubrifiés par barbotage, quand le niveau d'huile est faible. Par rapport au modèle de Harris, la valeur optimale du paramètre  $f_0$  obtenue pour les roulements 6311 et 6208, respectivement égale à 1,65 et 1,40, est donc réutilisable lorsque ces derniers sont lubrifiés par un bain d'huile (Figure 4.17). Les pertes par traînée sont négligées, seules les composantes  $M_0$  et  $M_1$  sont calculées. Une bonne correspondance est trouvée entre le modèle de Harris avec les valeurs de  $f_0$  optimales et les mesures. À faible température, correspondant au démarrage de l'essai, la dynamique d'évolution des pertes est difficile à reproduire. À haute température, les écarts relatifs sont inférieurs à 12% et 20% respectivement pour le roulement 6311 et 6208.

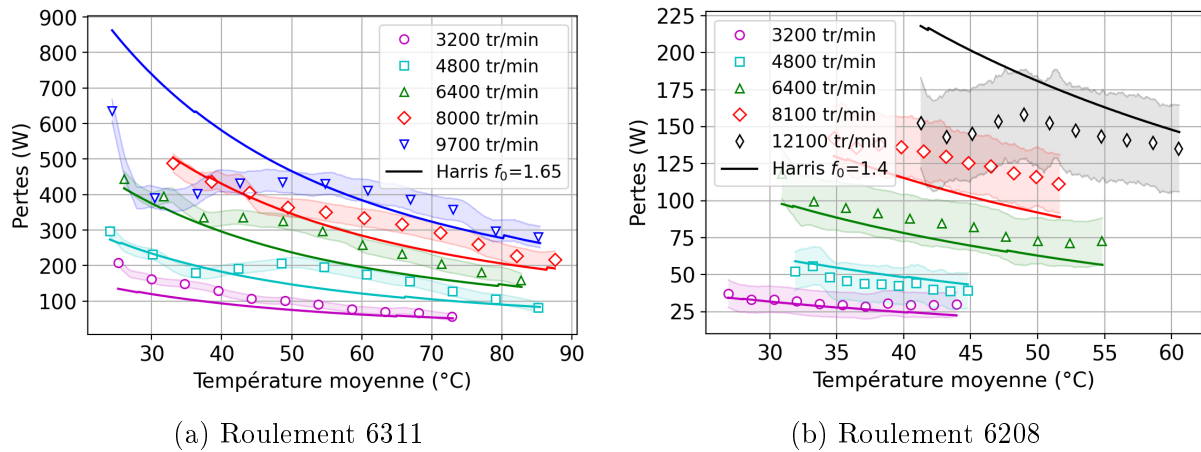


FIGURE 4.17 – Pertes des roulements 6311 et 6208 lubrifiés par barbotage comparées aux pertes du modèle de Harris

Le modèle prédit correctement les pertes d'un roulement lubrifié par barbotage, mais nécessite d'appliquer les mêmes ajustements sur le paramètre  $f_0$ , déjà faits pour l'injection. Pour des roulements à billes à gorge profonde, le modèle de Harris préconise d'utiliser des facteurs  $f_0$  égaux à 4,0 et à 2,0 respectivement pour une lubrification par injection et par barbotage, soit diminuer de moitié les pertes indépendantes de la charge. Cela est contradictoire avec les résultats expérimentaux, les pertes étant les mêmes pour les deux modes de lubrification.

#### IV.1.2 Modèle global de SKF

Le modèle de SKF a également été testé puis comparé avec des résultats d'essais. Toutes les contributions sont prises en compte, la température moyenne des bagues est utilisée et la hauteur du bain d'huile est renseignée pour le calcul des pertes par traînée  $M_{drag}$ . Le modèle de SKF modifié est lui aussi testé et comparé aux mesures (Figure 4.18). Le modèle d'origine sous-estime les pertes des deux roulements lubrifiés par barbotage. Comme présenté dans le chapitre 3, la contribution liée aux pertes par roulement hydrodynamique est trop faible. Les erreurs relatives moyennes sont supérieures à 26% pour les deux roulements testés et atteignent jusqu'à 59% pour les vitesses les plus faibles. En appliquant au modèle les modifications déjà présentées dans le cas d'une lubrification par injection, l'erreur relative moyenne diminue et se trouve entre 5% et 22%.

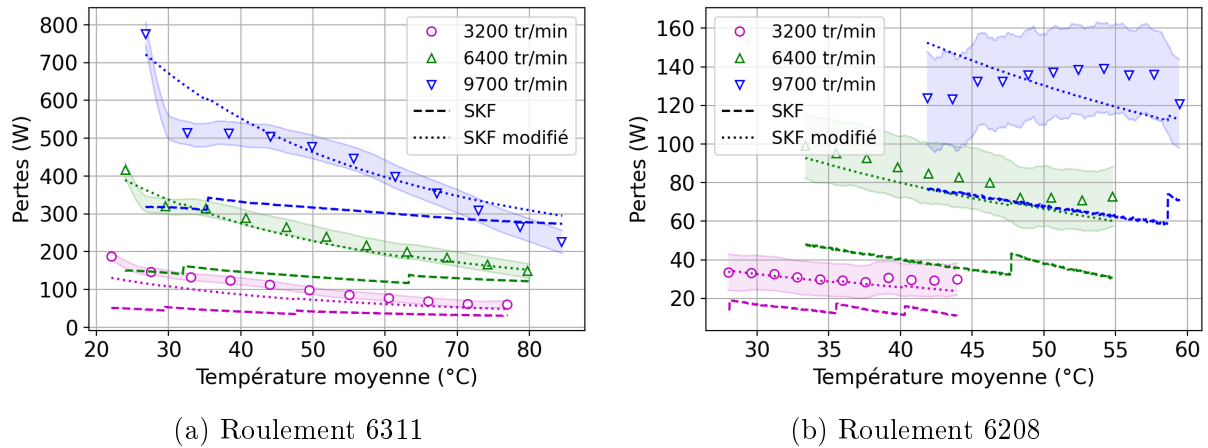


FIGURE 4.18 – Pertes des roulements 6311 et 6208 lubrifiés par barbotage comparées aux pertes du modèle de SKF

Les résultats du modèle par rapport aux mesures en barbotage sont contradictoires avec ceux obtenus par rapport à des essais en injection. La Figure 4.19 présente les pertes du roulement 6311 à des vitesses de rotation inférieures à la limite du modèle de SKF ( $N.d_m \leq 0,5 \times 10^6$ ) et pour deux modes de lubrification (injection et barbotage). Les pertes mesurées à chaque vitesse sont proches entre les essais en injection et en barbotage, tandis que les pertes prédites par le modèle sont acceptables en injection (erreur inférieure à 15%) mais sous-estimées en barbotage (plus de 40% d'erreur moyenne). Cette différence est principalement due au  $M_{drag}$ , dont la valeur est doublée en injection. Le modèle de SKF une fois modifié permet d'avoir de bons résultats par rapport aux mesures et des valeurs proches entre une lubrification par injection et par barbotage.

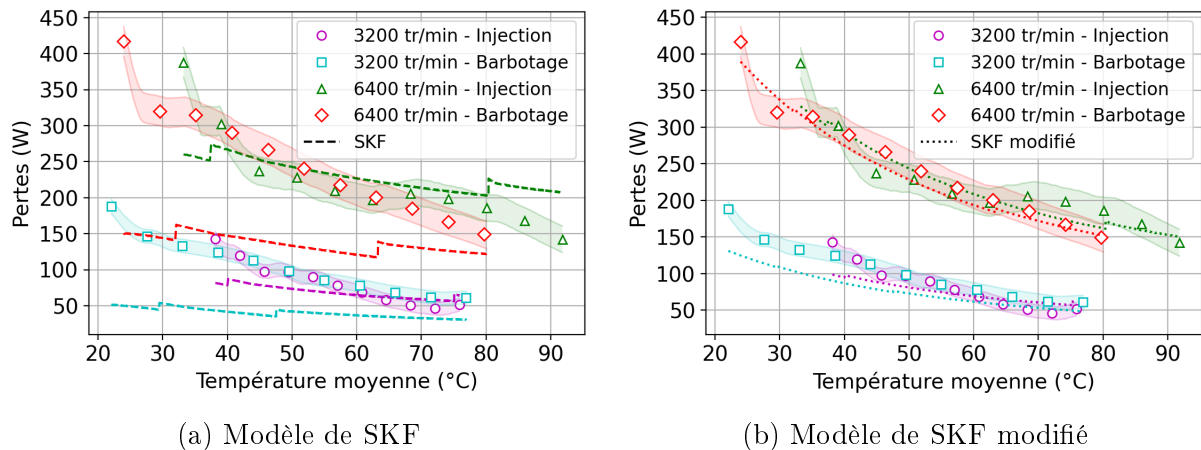


FIGURE 4.19 – Comparaison des pertes expérimentales et prédites par le modèle de SKF entre deux modes de lubrification

### IV.1.3 Modèle local

Enfin, le modèle local pour le calcul des pertes dans les roulements a été testé. Les contributions des pertes par frottement et par roulement hydrodynamique en régime EHD et IVR sont prises en compte. Le modèle local et le modèle de Harris sont comparés entre eux et avec les résultats expérimentaux (Figures 4.20 et 4.21). Les deux modèles prédisent

bien les pertes des roulements lubrifiés par barbotage, donnant des résultats proches. Les erreurs relatives moyennes sont résumées dans le Tableau 4.3.

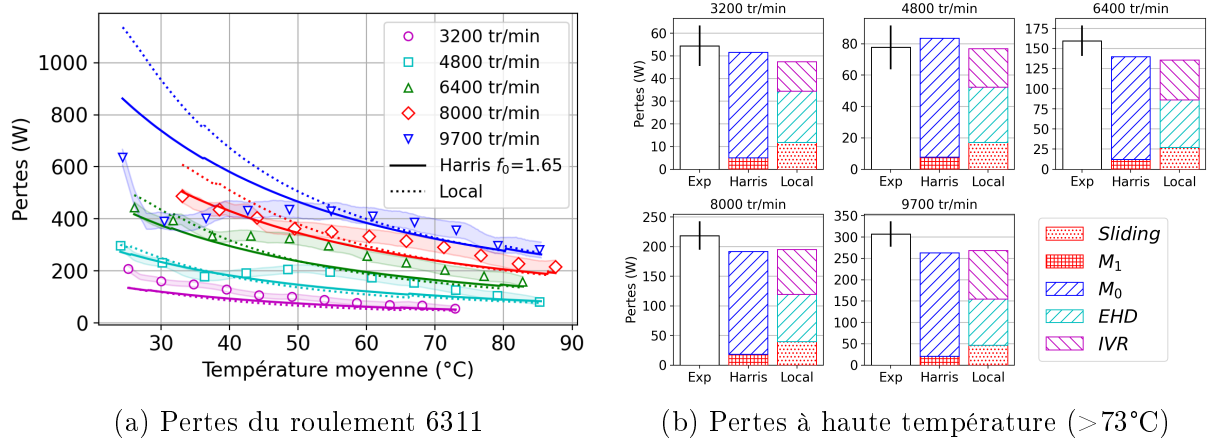


FIGURE 4.20 – Pertes du roulement 6311 lubrifié par barbotage comparées aux pertes du modèle local et du modèle de Harris

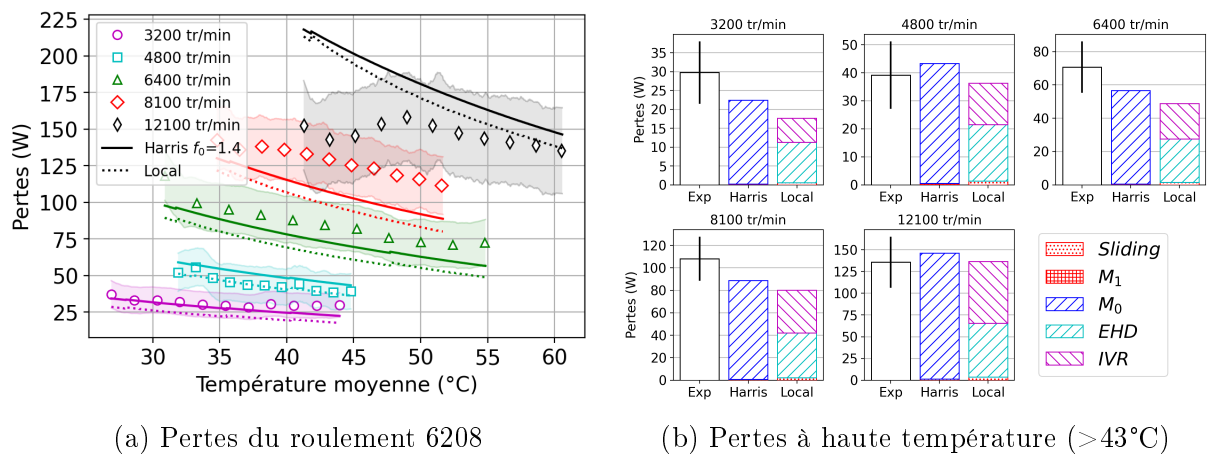


FIGURE 4.21 – Pertes du roulement 6208 lubrifié par barbotage comparées aux pertes du modèle local et du modèle de Harris

TABLE 4.3 – Erreurs et écarts relatifs moyens du modèle local par rapport aux résultats expérimentaux et au modèle de Harris

Vitesse (tr/min)	Exp. 6311 (%)	Harris 6311 (%)	Exp. 6208 (%)	Harris 6208 (%)
3200	23,46	7,18	26,29	18,76
4800	23,85	7,84	4,40	14,66
6400	23,00	7,70	20,75	11,14
8070	13,99	5,06	20,87	7,94
9700	28,56	7,79		
12100			17,72	5,15

Trois modèles de pertes ont été présentés dans le cas d'un roulement lubrifié par barbotage. Le modèle de SKF, initialement conçu pour ce mode de lubrification, sous-estime les pertes. Pour pallier ce problème, le modèle est modifié comme précédemment dans le chapitre 3 pour le cas d'un roulement lubrifié par injection. Le modèle de Harris donne de bons résultats à condition d'adapter expérimentalement la valeur du paramètre  $f_0$ . Celle-ci est égale à celle obtenue pour une lubrification par injection, contrairement aux indications données par Harris. Le modèle local prédit bien les pertes mesurées et fournit des résultats proches de ceux obtenus avec le modèle de Harris. Le niveau du bain d'huile étant faible, les pertes par traînée ont été négligées.

## IV.2 Réseau thermique en barbotage

### IV.2.1 Structure du réseau thermique en barbotage

Un réseau thermique est développé pour un roulement lubrifié par barbotage et couplé avec les modèles de pertes précédemment présentés. La structure de ce nouveau réseau doit être modifiée, les échanges n'étant pas les mêmes entre une lubrification par injection et par barbotage. De plus, contrairement au cas de la lubrification par injection, pour laquelle les températures de l'huile injectée et de l'air ambiant sont fixées, seule celle de l'air est fixée dans le cas d'une lubrification par un bain d'huile, la température de ce dernier évoluant. Le réseau thermique dédié à l'injection est donc adapté au cas du barbotage, avec une discrétisation en nœuds différente (Figure 4.22).

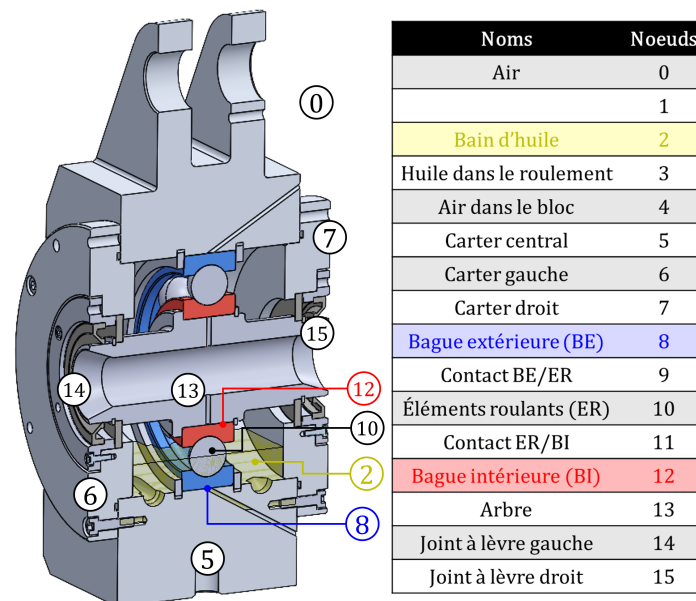


FIGURE 4.22 – Discretisation en plusieurs nœuds du roulement 6311 lubrifié par barbotage et de son environnement

Les nœuds appartenant au bloc et au roulement restent inchangés (5 à 15). En changeant de mode de lubrification, les nœuds correspondant à l'huile injectée, déviée, traversante et au brouillard d'huile sont remplacés par un nœud pour le bain d'huile dans le bloc (2), dont la température est mesurée, et par un nœud pour l'huile se trouvant dans le roulement (3). L'air piégé à l'intérieur du bloc est ici considéré (4). Seul l'air ambiant (0) est un nœud limite dans cette configuration, car la température du bain n'est pas



imposée, comme expliqué précédemment. Le nœud (1) n'est plus attribué.

Les mêmes lois d'échanges qu'en injection sont utilisées, notamment pour le calcul des résistances de convection forcée. Les calculs de surface d'échange et les coefficients appliqués sont modifiés. Les détails sur la construction du réseau se trouvent dans l'Annexe D.

#### IV.2.2 Validation des résistances en refroidissement

Dans un premier temps, un réseau thermique en refroidissement est proposé afin de valider les résistances indépendantes des conditions de fonctionnement, modélisant les échanges avec l'air ambiant et ceux avec le bain d'huile (Figure 4.23).

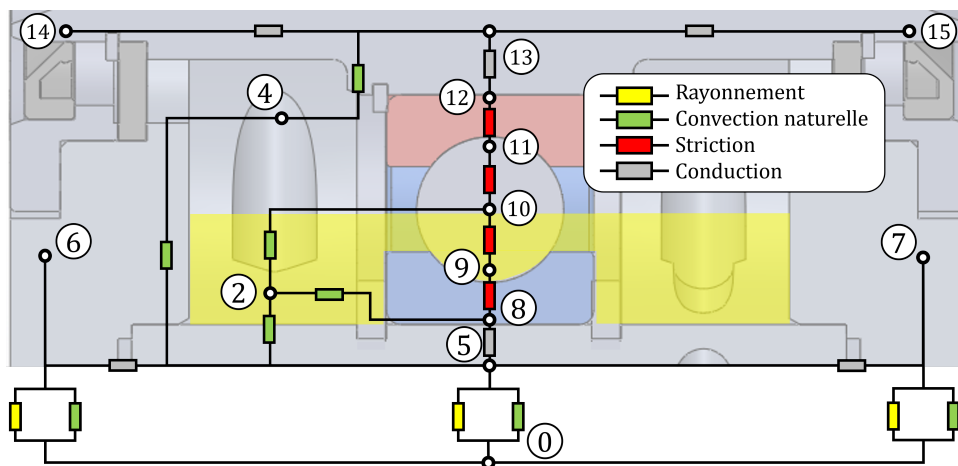
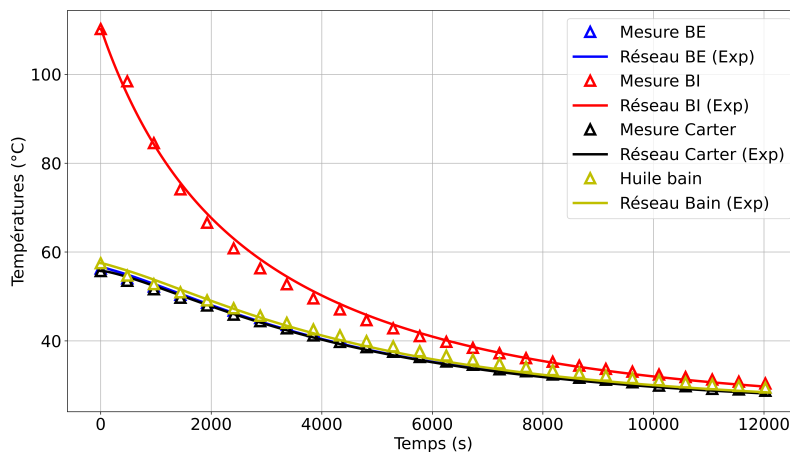
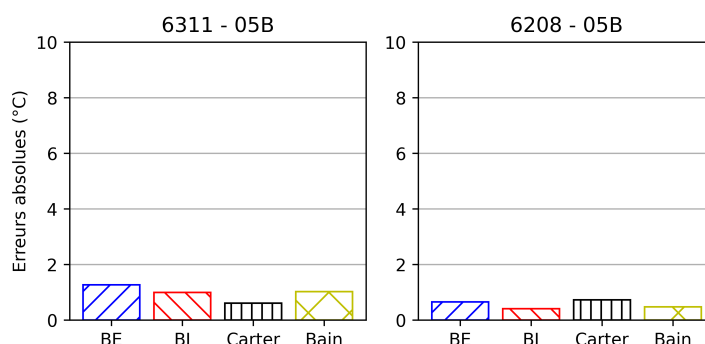


FIGURE 4.23 – Réseau thermique d'un roulement avec une demi-bille immergée en refroidissement

La structure de ce réseau en refroidissement est très proche de celle proposée pour l'injection, les roulements et les blocs étant inchangés. Les nœuds correspondant à l'air (4) et à l'huile (2) dans le bloc échangent par convection naturelle avec les différents éléments en contact. Le nœud (3) n'est pas pris en compte, un seul nœud suffit pour représenter le bain en refroidissement. Ce réseau permet de bien modéliser les échanges par conduction, ceux par convection naturelle entre l'air ambiant et le bloc, et ceux entre l'air interne et le bain avec les autres nœuds (Figure 4.24). L'erreur absolue moyenne pour chaque nœud est inférieure à  $2,0^{\circ}\text{C}$ .



(a) Évolution des températures



(b) Erreurs absolues moyennes

FIGURE 4.24 – Évolution des températures du roulement 6311 et erreurs absolues moyennes entre les températures modélisées et expérimentales des deux roulements avec une demi-bille immergée en refroidissement

### IV.2.3 Validation du réseau complet

Une fois le réseau en refroidissement validé, celui-ci est modifié pour prendre en compte les échanges convectifs entre l'air, le bain et l'huile dans le roulement avec le bloc, l'arbre et le roulement. Ce réseau est prévu pour un roulement lubrifié par barbotage avec une demi-bille immergée. Comme le bain d'huile est très peu agité dans le bloc pour un tel niveau, celui-ci échange par convection naturelle avec le carter. L'air interne échange par convection forcée avec l'arbre tournant et le carter. L'huile dans le roulement est en revanche considérée comme un mélange air-huile à cause de l'agitation par le brassage de l'huile. Sa fraction d'huile correspond au volume du bain au repos dans le roulement divisé par le volume total disponible dans le roulement. Pour cette raison, le bain dans le bloc et l'huile dans le roulement sont séparés par une résistance de transport en deux nœuds distincts (2 et 3). Ce brouillard échange par convection forcée avec les bagues et les éléments roulants (Figure 4.25).

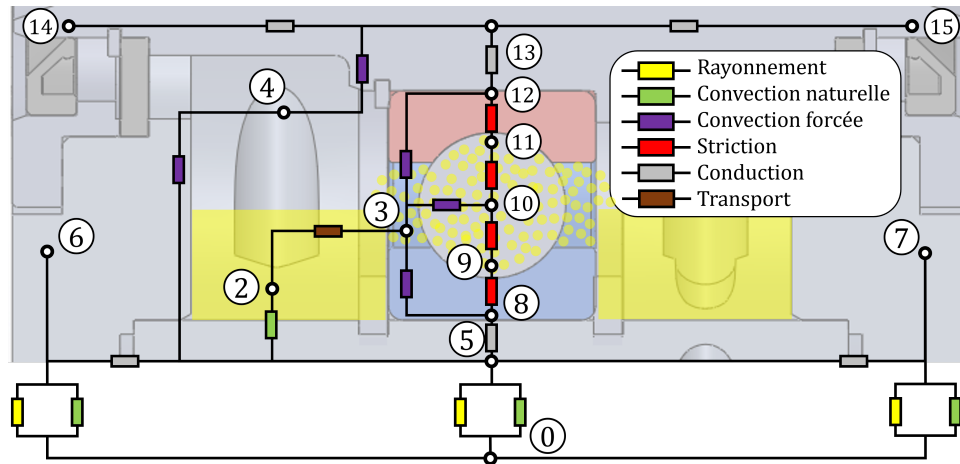


FIGURE 4.25 – Réseau thermique du roulement 6311 lubrifié par un bain qui atteint la moitié de l'élément le plus bas

Lorsque les pertes du roulement sont calculées avec le modèle de Harris, elles sont injectées sur le nœud des éléments roulants (10). Si les pertes sont calculées avec le modèle local, celles-ci sont injectées sur les nœuds représentant les contacts entre les billes et les bagues (9 et 11). Dans le cas précédent de la lubrification par injection, des joints labyrinthes ont été utilisés et leurs pertes supposées très faibles sont alors négligées. Pour les essais avec une lubrification par barbotage, des joints à lèvres ont été installés, sur les blocs supports, sur le bloc mesure, ou bien sur les deux à la fois. Une influence des joints à lèvres sur la température de l'arbre et de la bague intérieure est évidente (Figure 4.26a). Mais la température de la bague extérieure et du carter n'est pas impactée par les joints (Figure 4.26b). Des pertes sont injectées sur les nœuds (14) et (15) en fonction de la présence de joints à lèvres sur l'arbre.

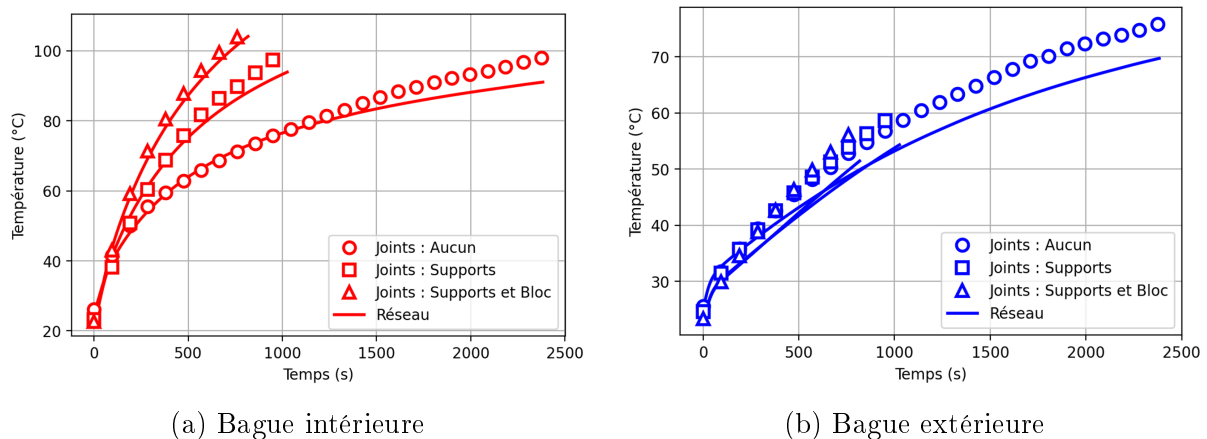


FIGURE 4.26 – Évolution des températures calculées et mesurées des bagues du roulement 6311 pour différents cas de montage du banc

Les résultats obtenus avec le réseau thermique sont satisfaisants, avec une erreur absolue moyenne inférieure à  $5,0^{\circ}\text{C}$  sur les différents nœuds pour chaque roulement et pour chaque modèle de pertes (Figure 4.27).

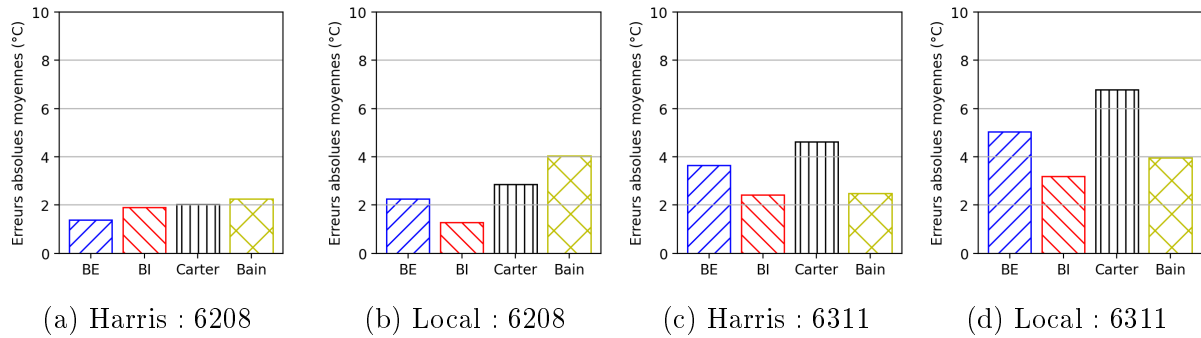


FIGURE 4.27 – Erreurs absolues moyennes pour les deux roulements et avec deux modèles de pertes

Un exemple d'évolution des températures pour le roulement 6208 à 6400 tr/min est donné sur la Figure 4.28. La température de l'air à l'intérieur du bloc est environ égale à la température moyenne entre les bagues. Le bain d'huile dans le bloc a une température très proche de celle de la bague extérieure et du carter. Le niveau du bain d'huile dans le bloc étant très faible, celui-ci reste statique et n'échange pas avec l'arbre. La température des éléments roulants augmente très rapidement au démarrage. Prendre en compte cette température dans le modèle local permet de mieux prédire les pertes de puissance au démarrage.

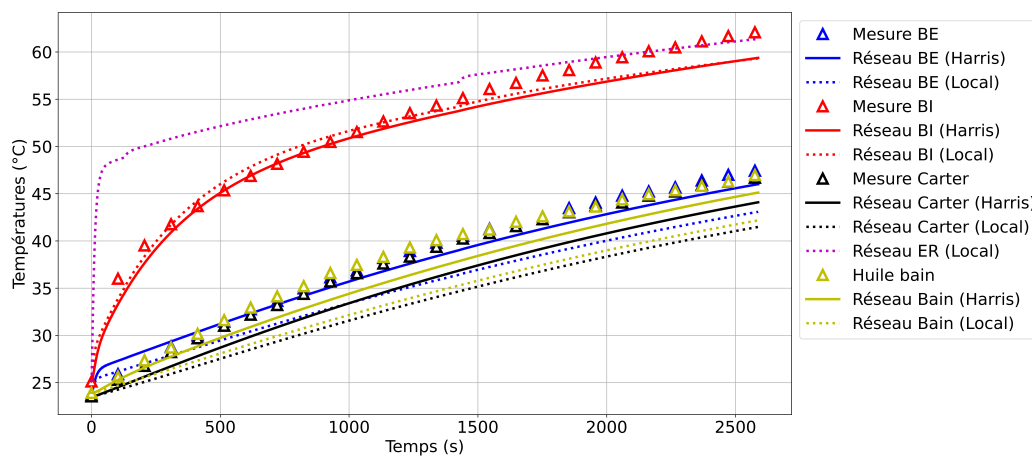


FIGURE 4.28 – Évolution des températures expérimentales et calculées pour le roulement 6208 à 6400 tr/min et faiblement immergé (0.5B)

## V Modélisations avec des niveaux d'huile élevés

La section précédente a permis de présenter les résultats des différents modèles de pertes et d'un nouveau réseau thermique pour des roulements lubrifiés par barbotage avec un très faible niveau d'huile (une demi-bille immergée). L'objectif de cette section est de s'intéresser aux cas avec une immersion du roulement plus élevée. Les modèles de pertes, principalement le calcul des pertes par traînée, puis le réseau thermique et ses modifications seront présentés.

## V.1 Modèles de pertes en barbotage

### V.1.1 Prise en compte du niveau d'huile dans les modèles

Les pertes des roulements ont été mesurées dans des conditions opératoires identiques mais à quatre niveaux d'huile différents. Dans un premier temps, le modèle de Harris et le modèle local ont été testés sur le roulement 6311 à 6400 tr/min, sans considérer de pertes par traînée (Figure 4.29). Les conditions d'essais étant identiques et les modèles ne prenant pas en compte la hauteur du bain d'huile, les pertes calculées par les modèles sont semblables.

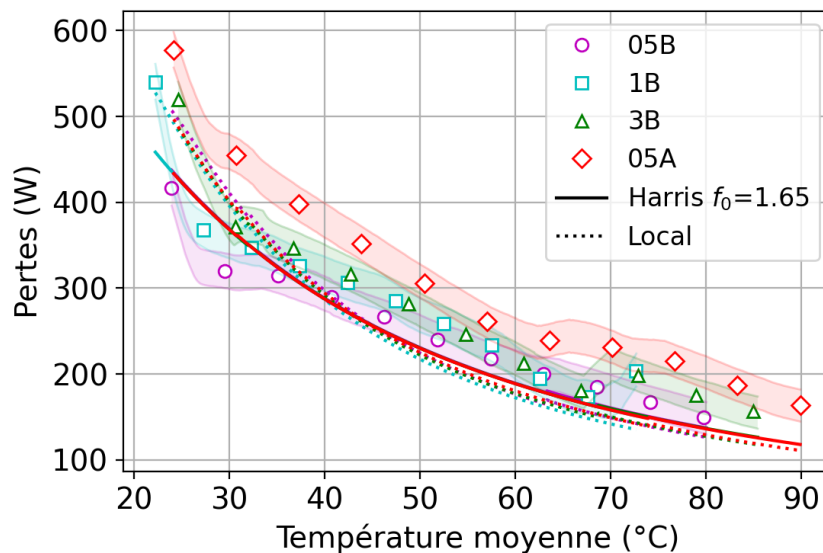


FIGURE 4.29 – Pertes mesurées du roulement 6311 à 6400 tr/min et calculées par les modèles global et local pour différents niveaux d'huile

L'erreur relative des modèles par rapport à l'essai avec une demi-bille immergée (0.5B) est faible et inférieure à 9%. La quantité d'huile dans le roulement est suffisamment faible pour pouvoir négliger les pertes par traînée. Pour des niveaux plus élevés, l'erreur augmente jusqu'à 26%. La traînée doit donc être estimée et ajoutée dans les modèles.

La composante  $M_{drag}$  du modèle de SKF pour le calcul des pertes par traînée d'un roulement lubrifié par barbotage permet au modèle de prendre en compte le niveau d'huile contrairement aux modèles précédents. Celui-ci a donc été testé et comparé aux mêmes essais (Figure 4.30). Une erreur importante est obtenue entre les mesures et les calculs, avec une erreur relative moyenne entre 21% et 49%. Les écarts de pertes obtenus entre chaque niveau sont très élevés.

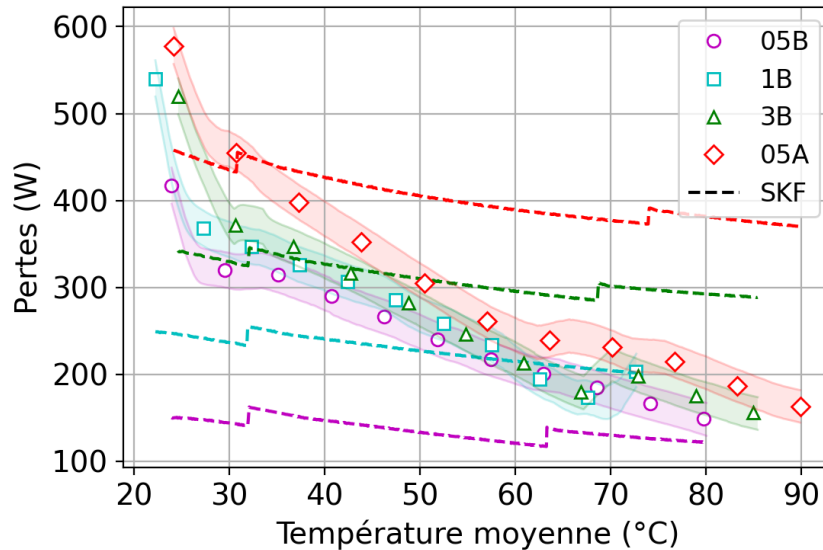


FIGURE 4.30 – Comparaison des pertes expérimentales du roulement 6311 avec les pertes calculées par le modèle de SKF pour différents niveaux d'huile et à 6400 tr/min

La société Schaeffler utilise le modèle de Harris avec des valeurs du paramètre  $f_0$  qui varient en fonction du mode de lubrification et de la série des roulements. Par exemple, pour le roulement 6311, cette valeur est égale à 1,5 en injection et 2,3 en barbotage [96]. Dans le cas du barbotage, un coefficient dépendant du niveau relatif d'huile  $H/d_m$  est donné. Le paramètre  $f_0$  est multiplié par celui-ci, qui augmente avec le niveau d'huile. Ce modèle proposé par Schaeffler a été testé et comparé aux mesures obtenues avec le roulement 6311 (Figure 4.31). Le modèle prend en compte un niveau d'huile mais surestime fortement les pertes de puissance, l'erreur relative moyenne est supérieure à 120%.

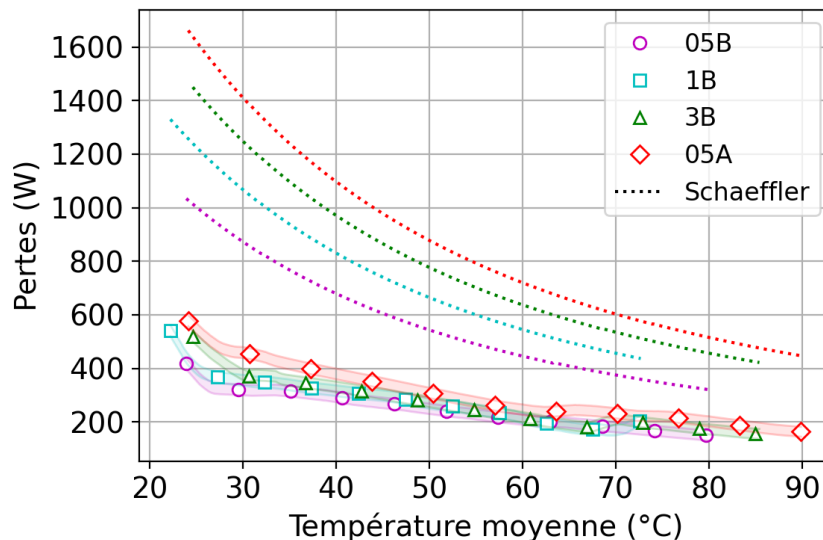


FIGURE 4.31 – Comparaison des pertes expérimentales du roulement 6311 à 6400 tr/min avec les pertes calculées par le modèle de Harris selon la société Schaeffler [96]

Les pertes par traînée sont donc mal prises en compte ou inexistantes dans les modèles présentés précédemment. Dans la section suivante, un modèle de pertes par traînée, dépendant du niveau d'huile dans le roulement, a donc été développé et ajouté au modèle

de Harris et au modèle local. Une modification du terme  $M_{drag}$  de SKF est également proposée pour les roulements à billes à gorge profonde.

### V.1.2 Modélisation des pertes par traînée

Avant de modéliser les pertes par traînée (Équation (1.41)), il est nécessaire de connaître la valeur de la fraction d'huile du mélange air-huile dans le roulement. Cette fraction est définie par les volumes d'huile et ceux des roulements. Ainsi, le volume d'huile dans le roulement, le nombre de billes immergées et le volume disponible dans chaque roulement doivent être calculés. Un modèle analytique présenté en Annexe E a été développé. Les résultats ont été vérifiés avec des modèles CAO (Figure 4.32), une erreur sur les volumes du bain inférieure à 5% est obtenue.

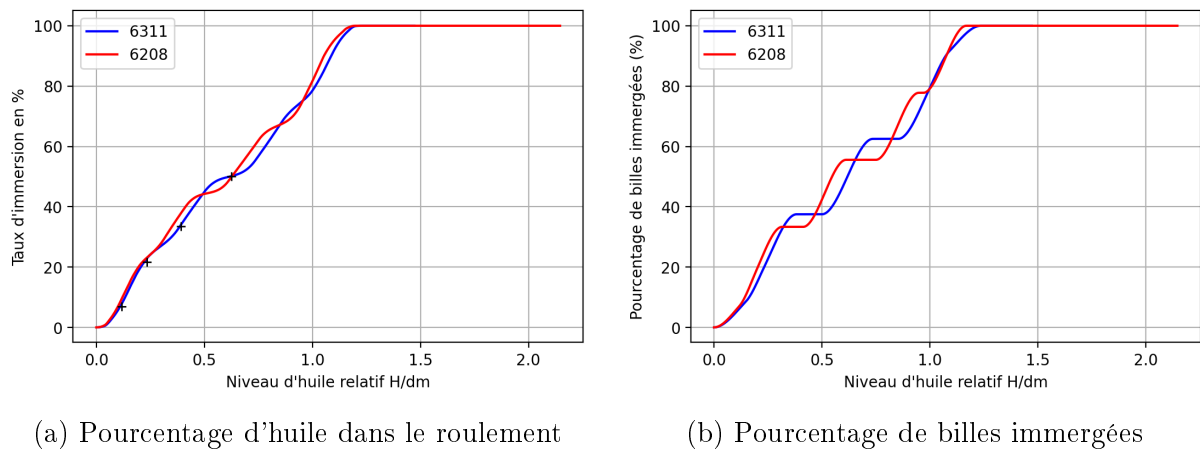


FIGURE 4.32 – Évolution du volume du bain dans le roulement et du nombre de billes immergées en fonction du niveau d'huile relatif

Il est intéressant de constater une forte ressemblance des tendances entre la courbe de la Figure 4.32a et le facteur  $V_M$  du modèle de SKF pour le calcul de la traînée [62] (Figure 4.33). La fonction  $V_M$  peut être retrouvée à partir des explications du calcul du couple de perte  $M_{drag}$  [37], il s'agit de l'estimation du maître-couple des billes immergées multipliée par une fonction liée au facteur géométrique  $\gamma$ . Une démonstration est proposée dans l'annexe A.

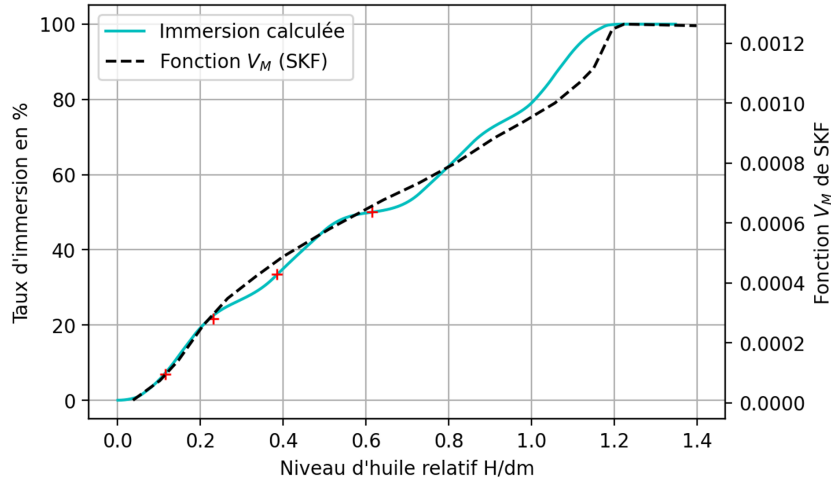


FIGURE 4.33 – Comparaison du taux d'immersion du roulement 6311 et de la fonction  $V_M$  de SKF

La quantité d'huile dans le roulement est estimée à partir du niveau du bain statique. Lorsque le roulement est en rotation, le bain dans le bloc peut rester statique pour des niveaux assez faibles, mais l'huile dans le roulement est supposée mélangée à de l'air à cause du passage des billes, et forme donc un brouillard d'huile. La fraction d'huile du mélange air-huile  $X$  est définie par :

$$X = V_{bain}/V_{total} \quad (4.1)$$

avec  $V_{bain}$  et  $V_{total}$  respectivement le volume du bain au repos dans le roulement et le volume total disponible dans le roulement. Cette fraction d'huile est utilisée pour calculer les propriétés équivalentes du brouillard, dont la masse volumique et la viscosité cinématique [58]. Le calcul des pertes par traînée est ensuite classique. Toutes les billes sont supposées en mouvement dans le fluide et le coefficient de traînée est calculé à partir de l'équation (3.4).

Dans le cas d'immersions très élevées, par exemple avec un roulement à moitié immergé (0.5A), des observations expérimentales montrent un comportement proche de celui des trains épicycloïdaux lubrifiés par barbotage [98] (Figure 4.9). Lorsque le volume du bain d'huile dépasse le volume critique à partir duquel si un anneau d'huile se formait sur la bague extérieure ce dernier serait en contact avec la périphérie de la cage, alors un anneau d'huile se forme. Cette hypothèse modifie le calcul des pertes par traînée puisque les propriétés de l'huile pure sont utilisées, et le maître-couple est calculé en fonction de l'épaisseur de l'anneau d'huile  $h$  par rapport aux éléments roulants. La traînée due à l'air est négligée et le coefficient de traînée est déterminé à partir de la même loi que précédemment. Les pertes par traînée sont alors exprimées par deux équations distinctes en fonction de la présence d'un anneau ou non :

$$V < V_{crit} : P_{drag} = 0,5 Z \rho_{eff}(X) C_D A (\omega_c d_m/2)^3 \quad (4.2)$$

$$V \geq V_{crit} : P_{drag} = 0,5 Z \rho_{huile} C_D A(h) (\omega_c d_m/2)^3 \quad (4.3)$$

Un exemple de calcul des pertes par traînée pour les roulements 6311 et 6208 (à 6400 tr/min avec une huile à 50°C) en fonction du niveau d'huile relatif est donné sur la Figure 4.34. Les marques verticales sur les courbes correspondent aux immersions 0.5B, 1B, 3B



et 0.5A. Le passage d'un mélange air-huile à un anneau d'huile est visible, puisqu'une augmentation soudaine des pertes intervient pour un niveau relatif égal à 0,491 et 0,422 respectivement pour les roulements 6311 et 6208. Cette valeur correspond à une immersion supérieure à trois billes immergées pour les deux roulements testés. La quantité d'huile peut cependant varier sans modifier le nombre de billes dans le bain sur une petite plage de niveau, le plateau est visible sur la Figure 4.32b. Le résultat du modèle coïncide avec les observations expérimentales, un anneau d'huile se forme lorsque le roulement est immergé à moitié.

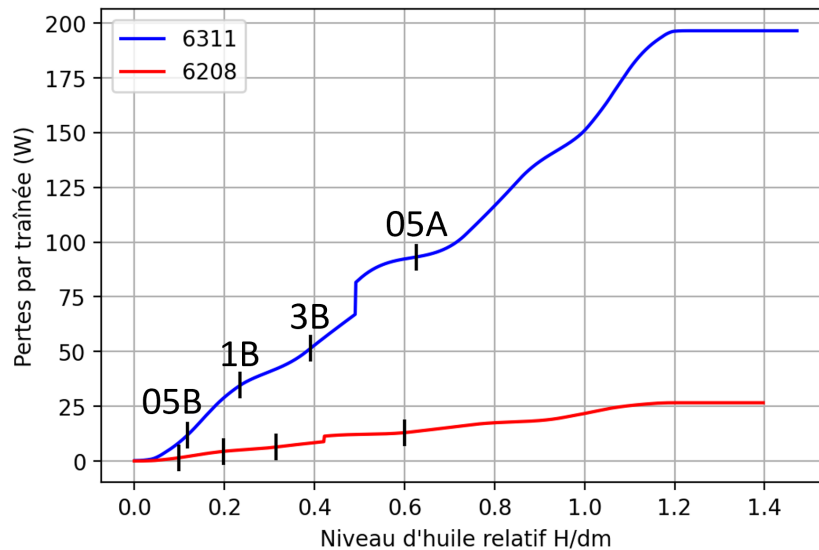


FIGURE 4.34 – Calcul des pertes par traînée des roulements 6311 et 6208 à 50°C et 6400 tr/min

Ce modèle de pertes par traînée peut donc être ajouté au modèle global de Harris et au modèle local pour mieux prendre en compte la hauteur du bain d'huile dans le calcul.

### V.1.3 Ajout du modèle de traînée aux autres modèles de pertes

Le modèle local et le modèle de Harris donnant des résultats très proches, seul le modèle de Harris est présenté dans la suite, auquel le modèle de pertes par traînée précédemment présenté est ajouté. Les résultats de ce modèle ont été comparés aux mesures faites lors des essais sur les roulements 6311 et 6208 pour plusieurs hauteurs de bain (Figure 4.35). Le modèle de Harris sans perte par traînée était suffisant pour modéliser les pertes des roulements avec seulement une demi-bille immergée. L'ajout de la traînée permet de bien prendre en compte le niveau d'huile dans le calcul des pertes. L'erreur moyenne est inférieure à 7,5% pour le roulement 6311 et à 11,5% pour le roulement 6208 en dessous de trois billes immergées, et 16,2% pour la moitié du roulement 6208 immergé.

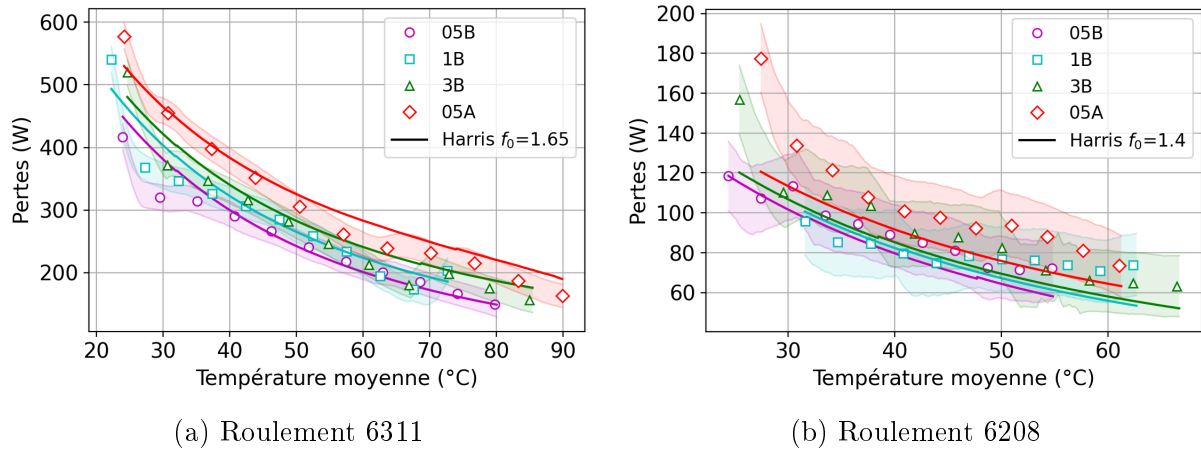


FIGURE 4.35 – Comparaison des mesures et du modèle de Harris avec la traînée pour les roulements 6311 et 6208 avec plusieurs niveaux d'huile à 6400 tr/min

Il est possible d'isoler les pertes par traînée dues à l'augmentation du niveau d'huile par soustraction des pertes obtenues pour des hauteurs importantes par les pertes des essais avec une demi-bille immergée [15]. Ainsi, la différence de pertes par traînée est mesurable. La Figure 4.36 présente la différence de pertes par traînée mesurée, calculée par le modèle et calculée par la composante  $M_{drag}$  du modèle de SKF. Cette dernière est la superposition de la traînée (*drag*) qui est majoritaire, et du brassage (*churning*) qui est très faible ici [37].

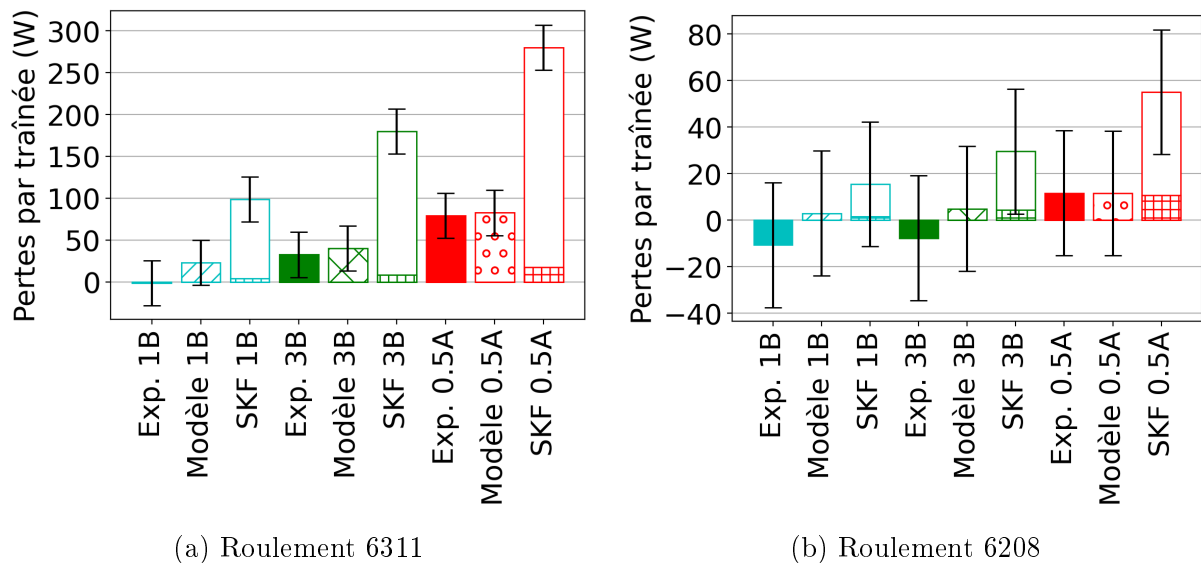


FIGURE 4.36 – Valeur moyenne des écarts entre les pertes avec une demi-bille immergée et les autres niveaux d'immersion

Les pertes par traînée prédites par le modèle sont en accord avec les valeurs estimées expérimentalement. Des valeurs négatives sont trouvées pour le roulement 6208, cela s'explique par les très faibles ordres de grandeur des pertes et l'incertitude élevée. L'erreur absolue des pertes calculées par le modèle par rapport aux pertes expérimentales est inférieure à l'incertitude de mesure (26,8 W) pour chaque niveau d'huile. La traînée calculée par le modèle de SKF est en revanche toujours supérieure à l'incertitude, ce qui

confirme la tendance de ce modèle à surestimer les pertes par traînée. Des modifications du  $M_{drag}$  sont proposées. Le brassage de l'huile dans le cas de roulements à billes n'est pas pertinent, cette source de perte due aux écoulements sur les flancs des rouleaux est plus adaptée pour ces derniers [25, 64]. Le brassage  $M_{brassage}$  est donc négligé. Le coefficient de traînée utilisé dans le modèle de SKF (Équation (1.55)), dont la valeur est égale à 0,4, correspond au coefficient d'une bille statique dans un milieu infini. D'autres études montrent que cette valeur du coefficient de traînée est surestimée pour le cas du roulement [60]. Celle-ci est donc ajustée afin que les pertes par traînée prévues par le modèle correspondent à la traînée mesurées, la valeur trouvée est égale à 0,13. Cette valeur coïncide avec celle utilisée précédemment dans le chapitre 3 et déterminée par CFD. Les résultats liés aux modifications de la composante  $M_{traînee}$  de SKF sont présentés sur la Figure 4.37.

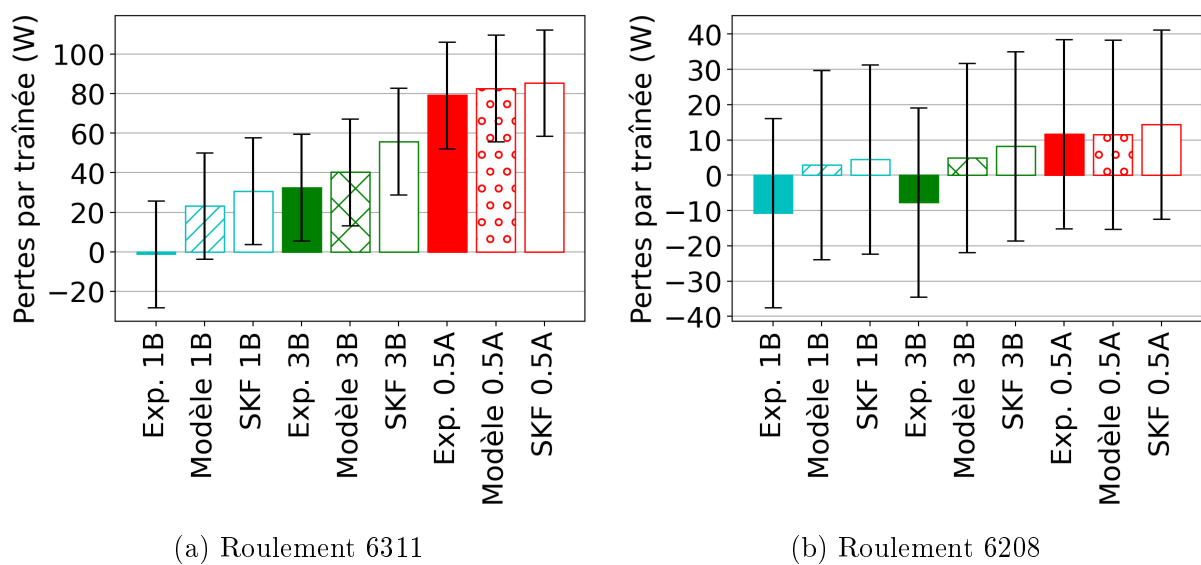


FIGURE 4.37 – Valeur moyenne des écarts entre les pertes avec une demi-bille immergée et les autres niveaux d'immersion (modèle de SKF modifié)

Ces modifications permettent d'avoir une meilleure estimation des pertes par traînée en utilisant le modèle de SKF. Les pertes en injection étant les mêmes que celles en barbotage pour une hauteur de bain égale au rayon d'une bille, ce modèle de pertes par traînée peut également être utilisé pour des roulements lubrifiés par injection en fixant  $H = D/2$ , et sans multiplier la valeur du couple obtenu par deux, comme proposé dans le chapitre 3.

Les modèles de pertes peuvent être utilisés avec un modèle de pertes par traînée prenant en compte la quantité d'huile dans le roulement. Ce modèle donne de bons résultats par rapport aux mesures à faible et à haute immersion. Dans le cas de niveaux d'huile très élevés, une analogie avec les trains épicycloïdaux a été faite et montre la formation d'un anneau d'huile sur la bague extérieure. Ce phénomène a été pris en compte dans la modélisation de la traînée. Dans la section suivante, le réseau thermique est mis à jour et de nouveaux échanges sont considérés par rapport à la hauteur du bain d'huile.

## V.2 Réseau thermique en barbotage

### V.2.1 Réseau thermique en refroidissement

La structure du réseau thermique en refroidissement change pour des niveaux d'huile plus élevés, mais les nœuds restent les mêmes. Par exemple, lorsque la hauteur du bain d'huile dépasse le diamètre d'une bille, des échanges avec la bague intérieure sont ajoutés. Les surfaces d'échanges de l'huile avec le carter et la bague extérieure sont calculées en fonction du niveau car elles augmentent avec lui. Un exemple de réseau thermique quand trois éléments roulants sont immergés est donné sur la Figure 4.38. Une résistance de convection naturelle est ajoutée entre le bain d'huile et la bague intérieure.

Une bonne correspondance est obtenue entre les températures calculées par le réseau en refroidissement et les mesures, pour les trois niveaux d'huile testés. L'erreur absolue moyenne est inférieure à  $2,0^{\circ}\text{C}$  sur chaque nœud (Figure 4.39).

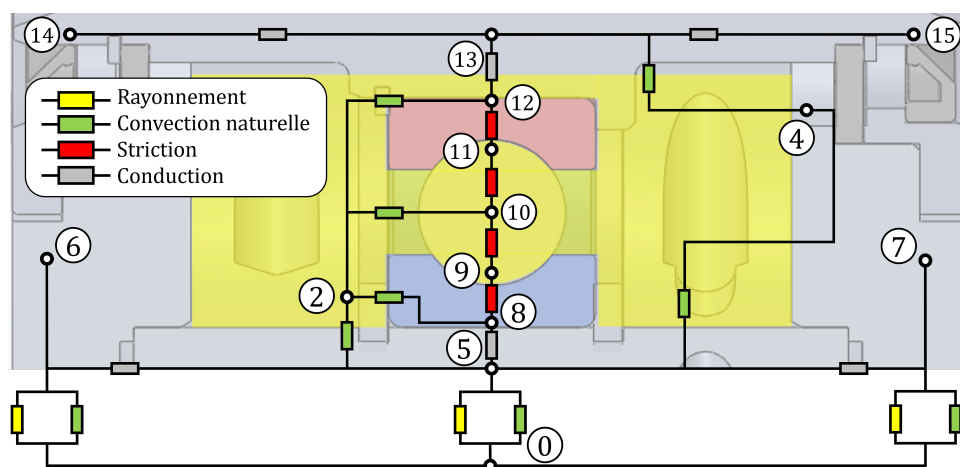
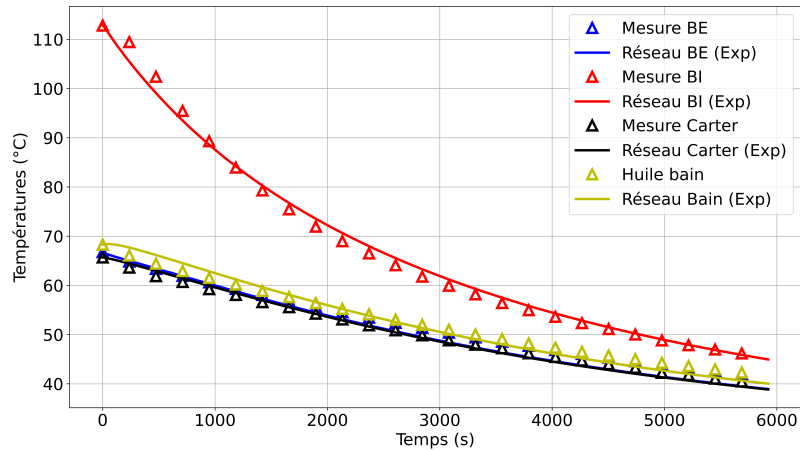
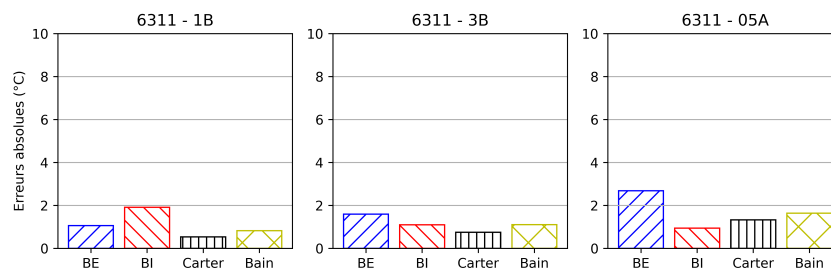


FIGURE 4.38 – Réseau thermique d'un roulement avec trois billes immergées en refroidissement



(a) Trois billes immergées



(b) Erreurs absolues moyennes pour plusieurs niveaux

FIGURE 4.39 – Évolution des températures du roulement 6311 et erreurs absolues moyennes entre les températures modélisées et expérimentales en refroidissement

## V.2.2 Réseau thermique en fonctionnement

Lorsque l'arbre est en rotation, l'agitation du bain devient de plus en plus importante avec l'augmentation du niveau d'huile. Pour une seule bille immergée, le bain d'huile dans le bloc est encore statique. La résistance de convection naturelle reste inchangée. Cependant, lorsque le bain dépasse une hauteur de trois billes, le bain d'huile à l'intérieur du bloc devient très agité (Figure 4.7). Par conséquent, la résistance de convection naturelle est changée en une résistance de convection forcée. La vitesse du fluide est considérée égale à la vitesse tangentielle de l'arbre. Le mélange air-huile est toujours considéré tant que l'anneau d'huile n'est pas encore formé. Dans le cas contraire, les propriétés du bain et de l'huile dans le roulement sont celles de l'huile pure. Un exemple d'architecture du réseau thermique lorsque trois billes sont immergées est donné sur la Figure 4.40.

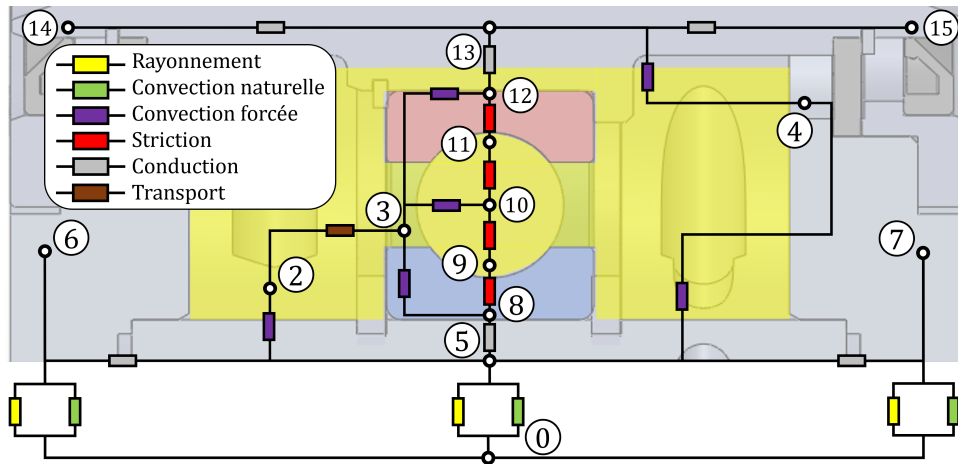


FIGURE 4.40 – Réseau thermique d'un roulement lubrifié par barbotage avec trois billes immergées ou plus

En passant de trois billes immergées (3B) à la moitié du roulement immergé (0.5A), un anneau d'huile se forme et les échanges sont alors modifiés. La présence de l'anneau implique une réduction des échanges sur la bague intérieure (la surface d'échange est diminuée) et une augmentation sur la bague extérieure avec l'huile dans le roulement. Le réseau fournit de bons résultats, avec une erreur absolue en moyenne inférieure à 3,5°C sur les bagues et à 5,0°C sur le carter et le bain d'huile (Figure 4.41).

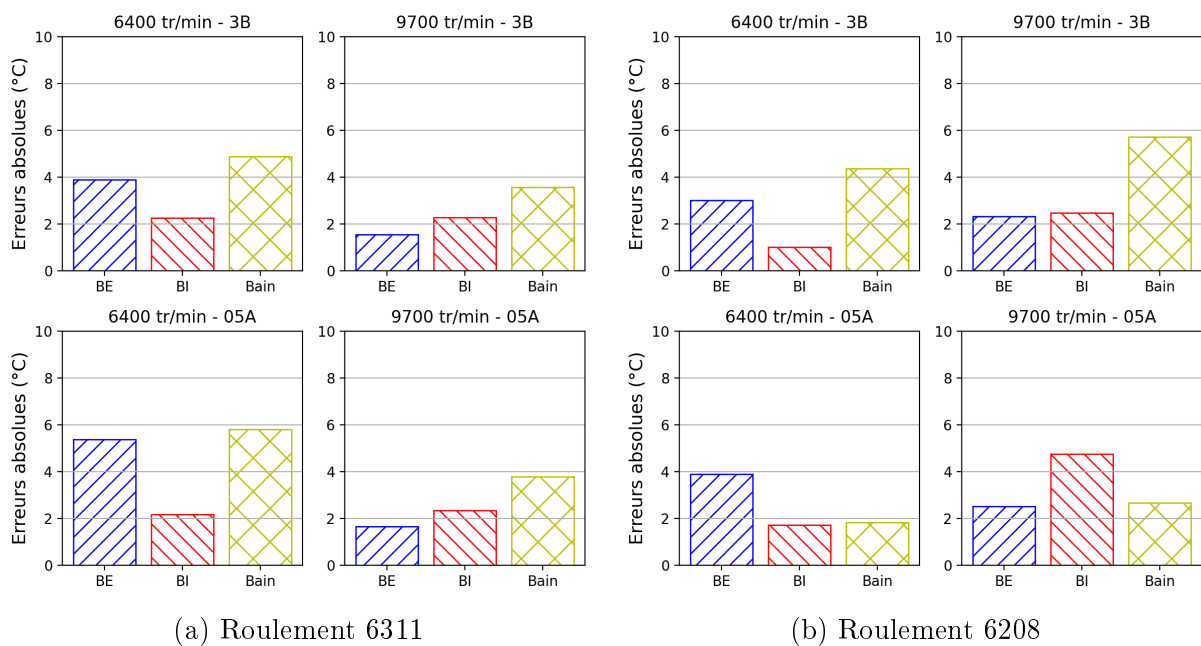
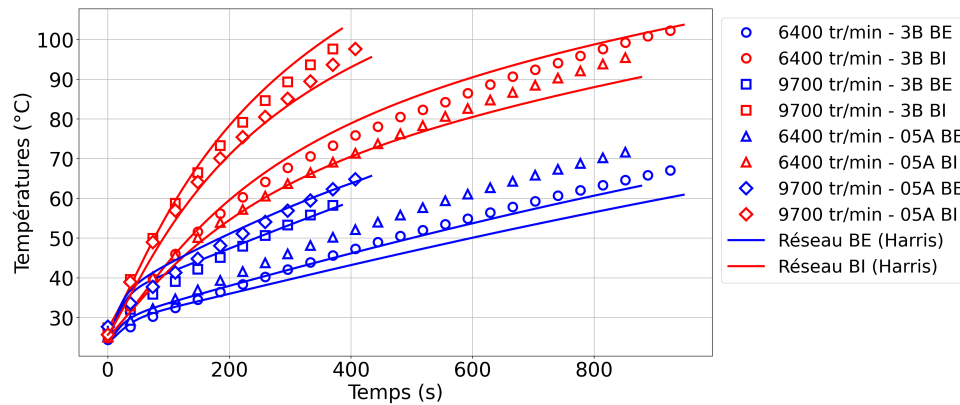


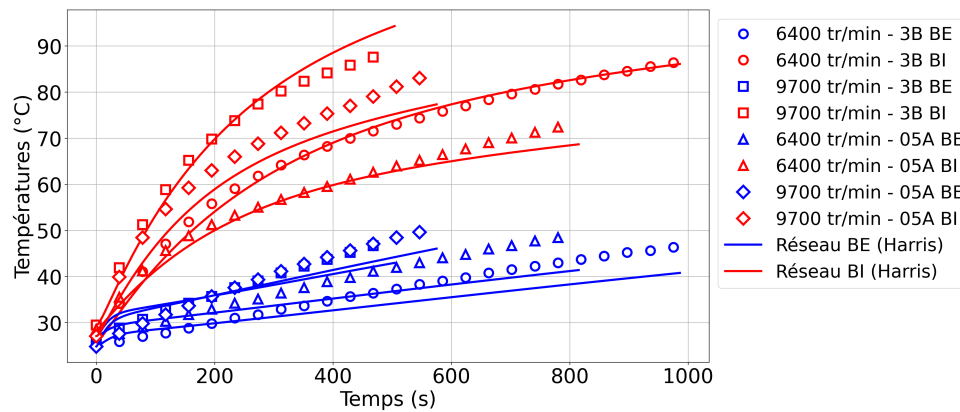
FIGURE 4.41 – Erreurs absolues entre les températures calculées et mesurées pour les roulements 6311 et 6208 avec des immersions élevées

Les températures des bagues intérieures sont plus faibles en passant d'une immersion de trois billes à la moitié du roulement, tandis que la tendance inverse est observée sur les bagues extérieures. Ce phénomène est bien pris en compte par le réseau thermique, l'huile est donc bien projetée sur la bague extérieure par les efforts centrifuges lorsque le niveau d'huile est suffisamment élevé pour former un anneau au contact de la cage. Les

échanges entre le bain et la bague intérieure sont donc plus faibles, mais plus élevés avec les éléments roulants (Figure 4.42).



(a) Roulement 6311



(b) Roulement 6208

FIGURE 4.42 – Influence de l’anneau d’huile sur les évolutions de températures des bagues des roulements 6311 et 6208 à 6400 tr/min et 9700 tr/min

## Conclusion

Ce chapitre a présenté les résultats obtenus lors de la campagne d’essais avec une lubrification par barbotage. Les mêmes roulements et blocs que ceux de la campagne en injection ont été testés. L’objectif était de comprendre les phénomènes intervenant lorsque des roulements sont testés dans un bain d’huile. Dans un premier temps, une conception particulière du bloc dans lequel se trouvait le roulement 6208 a permis d’observer l’intérieur du bloc et de constater différents comportements du bain en fonction de la quantité d’huile le composant. Des conclusions ont été tirées de ces observations :

- pour de faibles niveaux d’huile, inférieurs à une bille immergée, le bain dans le bloc reste statique, mais l’huile dans le roulement est agitée ;
- pour des immersions importantes, plus de 30% du roulement immergé, le bain est très agité et des projections d’huiles sont constatées ;
- pour une immersion de la moitié du roulement, un écoulement est observé sur les parois du carter. Ce comportement est similaire à celui de l’huile dans un train épicycloïdal formant un anneau sur la couronne extérieure.

Dans un deuxième temps, des essais ont été réalisés afin de mesurer les pertes des roulements. Plusieurs paramètres ont été testés et comparés :

- la présence de joints à lèvres implique des pertes supplémentaires sur l'arbre qui ont été estimées avec un formule de Simrit recalée ;
- les résultats d'essais en injection et en barbotage ont été comparés dans des conditions opératoires similaires. Les pertes sont équivalentes entre ces deux modes de lubrification lorsque le niveau d'huile est faible (une demi-bille immergée) ;
- le nombre de billes a la même influence sur les pertes indépendantes de la charge en barbotage qu'en injection : la moitié des éléments roulants dans le roulement ne génère que la moitié des pertes ;
- les pertes augmentent avec la hauteur du bain d'huile.

Ensuite, les modèles de pertes ont été utilisés pour calculer les pertes des roulements lubrifiés en barbotage. Tout d'abord dans le cas où le niveau d'huile est faible, les pertes par traînée sont négligées :

- le modèle de Harris-Palmgren permet de bien modéliser les pertes en prenant une valeur de  $f_0$  optimisée et égale à la valeur déjà estimée lors d'essais en injection ;
- le modèle de SKF sous-estime les pertes des roulements et prédit des pertes inférieures à celles calculées pour de l'injection dans les mêmes conditions opératoires ;
- le modèle local prédit fidèlement les pertes et donne des résultats très proches de ceux du modèle de Harris avec une valeur de  $f_0$  ajustée.

Puis, lorsque le niveau d'huile augmente, un modèle de pertes par traînée est nécessaire, notamment pour le modèle de Harris et le modèle local, afin de prendre en compte l'augmentation des pertes due au volume croissant du bain :

- l'huile et l'air dans le roulement forment un brouillard dont la fraction d'huile est le ratio du volume du bain dans le roulement et de son volume disponible ;
- quand le volume critique est atteint, un anneau d'huile se forme sur la bague extérieure. Les propriétés de l'huile pure sont utilisées et le maître-couple est calculé en fonction de l'épaisseur de l'anneau ;
- les pertes par traînée ont été estimées expérimentalement par soustraction des pertes à haute immersion par celles à faible immersion ;
- une bonne correspondance entre les résultats du modèle et des essais est trouvée ;
- le passage d'un brouillard à un anneau génère une augmentation soudaine des pertes par traînée ;
- la composante  $M_{drag}$  de SKF surestime fortement les pertes par traînée et doit être corrigée. Le coefficient de traînée est diminué de 0,4 à 0,13 et les pertes par brassage sont négligées dans le cas de roulements à billes.



Les pertes de puissance des roulements lubrifiés par barbotage sont principalement dues au roulement hydrodynamique à faible immersion. Quand le niveau augmente, une source de pertes par traînée doit être prise en compte.

Enfin, un réseau thermique d'un roulement lubrifié par barbotage est développé :

- le bloc et le roulement sont discrétisés de la même manière qu'en injection, seuls les nœuds liés à l'huile sont modifiés : un nœud pour le bain dans le bloc et pour l'huile dans le roulement sont ajoutés ;
- le réseau est d'abord validé en refroidissement. Les roulements et les blocs n'ayant pas changés, la même structure qu'en injection est utilisée, le nœud du bain échange par convection naturelle avec les autres éléments en fonction de sa hauteur ;
- le réseau a ensuite été validé avec des essais à faible immersion où le bain d'huile est supposé statique dans le bloc mais avec l'huile dans le roulement se changeant en mélange air-huile ;
- finalement, le réseau est validé dans le cas de fortes immersions avec la formation d'un anneau d'huile modifiant les échanges entre l'huile et le roulement, avec des échanges plus importants sur la bague extérieure et plus faible sur l'arbre et la bague intérieure.

Tous ces essais ont permis une meilleure compréhension des pertes des roulements lubrifiés par barbotage. Les modèles de pertes ont pu être testés et comparés au cas en injection. Des corrections ont été faites, notamment avec l'ajout d'un modèle de pertes par traînée. Les phénomènes à des niveaux d'immersions élevés ont également pu être modélisés et vérifiés avec des données et des observations expérimentales. Ces travaux ont montré que différents régimes d'écoulement ont lieu en fonction du niveau d'immersion du roulement. À faible niveau, les sources de pertes sont les mêmes en injection et en barbotage, principalement expliquées par le roulement hydrodynamique. Pour des niveaux élevés, les pertes par traînée augmentent et doivent être prises en compte. Les lubrifications par injection et par barbotage sont des cas idéaux, parfois éloignés de la réalité industrielle. Les roulements peuvent également être lubrifiés par des projections ou une recirculation d'huile, avec un bain d'huile résiduel qui se forme. Ces deux modes de lubrification peuvent alors être couplés afin de reproduire ce genre de phénomènes. Les roulements sont lubrifiés par injection et un faible bain d'huile est maintenu à un niveau constant au fond du bloc.

# Chapitre 5

## Lubrification par renouvellement du bain

- I Méthodologie . . . . . 120
- II Comparaison des pertes . . . . . 121
- III Comparaison thermique . . . . . 124

## Introduction

Dans les chapitres précédents, deux modes de lubrification appliqués à des roulements à billes à gorge profonde ont été testés et comparés. Les résultats des essais ont montré que les pertes de roulements lubrifiés par injection ou par barbotage avec un faible niveau d'huile sont les mêmes dans des conditions opératoires similaires. Pour l'injection, la température et le débit de l'huile injectée ont peu d'influence sur les pertes mais sont des paramètres essentiels à prendre en compte pour la modélisation des échanges thermiques. Dans le cas du barbotage, différents phénomènes ont été observés et sont fortement dépendants de la hauteur du bain d'huile. Les pertes et la thermique du roulement sont donc influencées par ce paramètre. Des modélisations en accord avec les résultats expérimentaux sont donc proposées pour ces deux modes de lubrification.

Ce chapitre est une ouverture vers un autre mode de lubrification reposant sur un mélange des deux méthodes précédentes. Il est plus proche des applications automobiles. Un bon exemple est donné par Levillain *et al.* qui ont testé un réducteur de véhicule électrique avec un carter transparent pour observer le comportement de l'huile à l'intérieur (Figure 5.1). La Figure 5.1c montre un des roulements de ce réducteur. Ce dernier est lubrifié par un faible bain d'huile résiduel dont l'évacuation est en bas à droite, et par une arrivée d'huile sur la bague extérieure en haut à gauche. Un comportement proche a été reproduit avec une lubrification par injection et la formation d'un bain d'huile résiduel renouvelé par un apport continu en huile. Une évacuation de l'huile dans le bloc permet de stabiliser le niveau du bain. Ce moyen de lubrifier le roulement est plus représentatif des phénomènes dans un système complexe avec plusieurs lignes d'arbres composées de roulements et d'engrenages, ces derniers projetant de l'huile dans le carter. Les résultats expérimentaux sont comparés entre les différents modes de lubrification. Les pertes et les températures du roulement lubrifié par chaque méthode sont comparées.

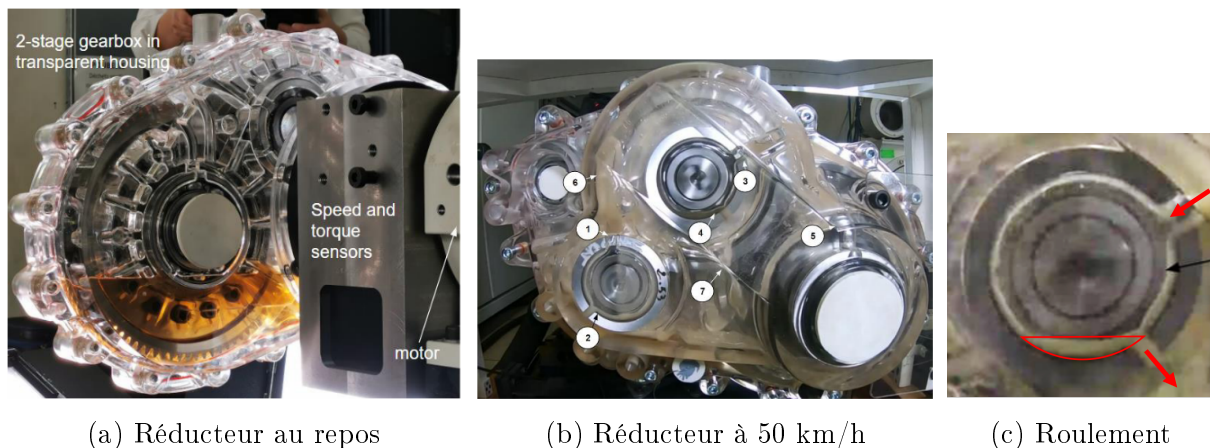


FIGURE 5.1 – Photos d'un réducteur avec un carter transparent pour observer les écoulements, lubrifié par un bain d'huile [99]

## I Méthodologie

Différents modes de lubrification classiques pour les roulements à billes ont été décrits et présentés précédemment. Cependant, d'autres modes de lubrifications peuvent intervenir dans le cadre de l'électrification des véhicules et l'optimisation des performances

énergétiques. Par exemple, au sein d'un système complexe tel qu'un réducteur, les engrenages lubrifiés par un bain d'huile projettent une grande quantité d'huile sur les parois internes du carter [100]. Cette huile peut donc à son tour lubrifier certains éléments de la transmission comme les roulements. Des essais avec le roulement 6208 ont été réalisés ici afin de reproduire ce phénomène. Un jet d'huile est dirigé sur le roulement, et a tendance à faire augmenter le niveau d'huile au fond du bloc. L'évacuation de cette huile est contrôlée par des bagues de niveau afin de laisser un bain d'huile résiduel se former, dont la hauteur correspond à une demi-bille immergée (Figure 5.2). Le roulement est donc lubrifié à la fois par injection et par barbotage, avec un renouvellement du bain, appelé par la suite lubrification *mixte*.

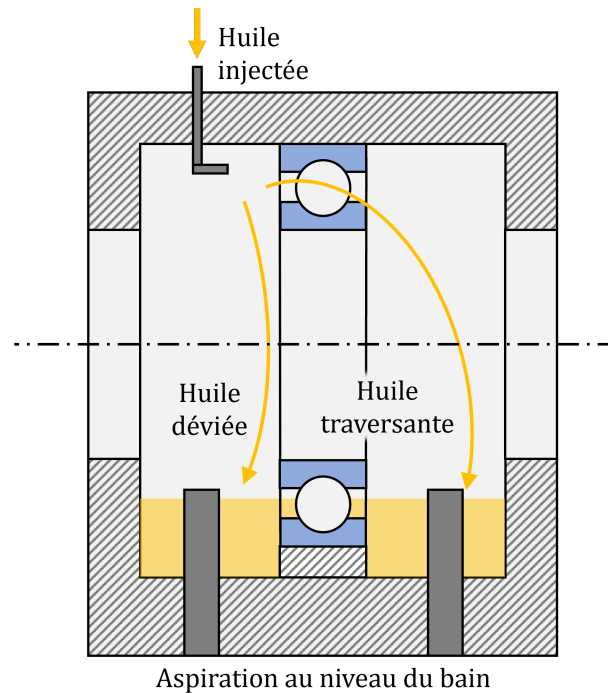


FIGURE 5.2 – Schéma d'un roulement lubrifié par injection et barbotage avec un renouvellement du bain d'huile

Seul le roulement 6208 a été testé dans cette configuration. Le débit est égal à 15 l/h et l'injection se fait à température ambiante (environ 25°C). Le niveau d'huile, égal à la moitié du diamètre de l'élément le plus bas (Figure 5.2), est assuré par des bagues de niveaux, l'huile en trop est évacuée par les pompes. L'huile du bain est recyclé par l'huile injectée. Une charge radiale égale à 500 N est appliquée. Des essais sont réalisés sur une plage de vitesse allant de 3200 tr/min à 12100 tr/min.

## II Comparaison des pertes

Les mesures des pertes générées par le roulement 6208 ont été comparées entre une lubrification par barbotage et une lubrification mixte, pour différentes vitesses de rotation (Figure 5.3). Les pertes prises en compte sont celles obtenues à la fin des essais et correspondent à une température moyenne des bagues entre 37°C et 48°C. Les pertes sont comparées à la même température moyenne des bagues entre les deux modes de lubrification. Les pertes augmentent avec la vitesse de rotation pour chaque mode de lubrification.

Un écart croissant avec la vitesse est constaté entre eux, mais il est inférieur à l'incertitude de mesure jusqu'à 9700 tr/min. Pour une vitesse égale à 12100 tr/min, l'écart est significatif. Cette légère augmentation des pertes en lubrification mixte pourrait être expliquée par une augmentation des pertes par traînée. En effet, ce nouveau mode de lubrification combine un jet d'huile sur le roulement et un bain d'huile avec un faible niveau, la superposition de ces phénomènes pourrait augmenter la fraction d'huile du mélange à l'intérieur du roulement.

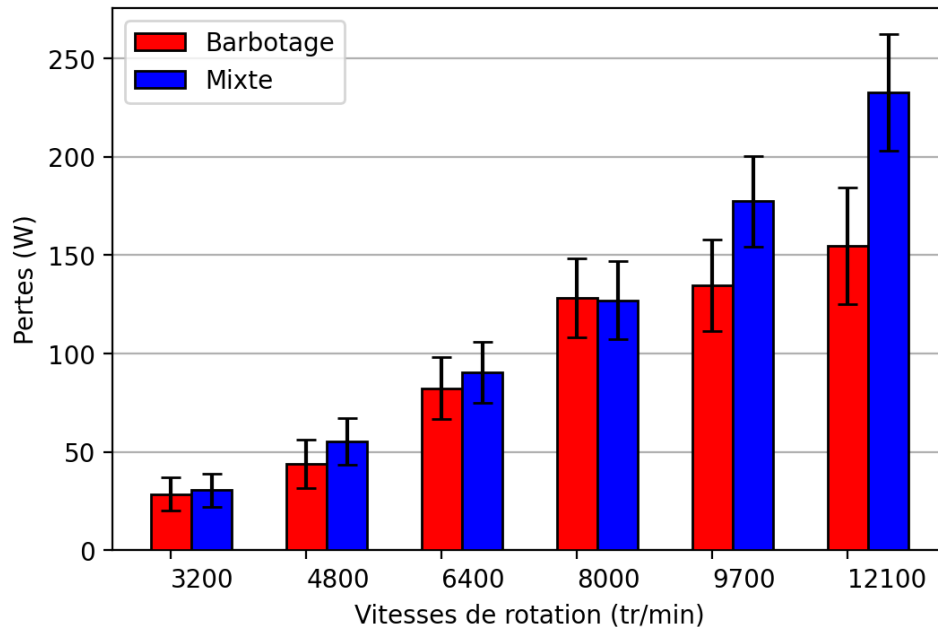


FIGURE 5.3 – Évolution des pertes générées par le roulement 6208 avec la vitesse de rotation dans le cas des lubrifications par barbotage et mixte

Dans le cas des essais avec un jet d'huile, l'huile injectée a un débit et une température respectivement égaux à 15 l/h et 25°C. Les pertes mesurées ont été comparées entre chaque essai à 9700 tr/min et avec une température moyenne des bagues égale à 46°C (Figure 5.4). Comme montré dans le chapitre 4, les pertes en injection et en barbotage sont proches, avec un écart relatif inférieur à 4,0%, tandis que l'écart des pertes entre ces deux modes de lubrification et la lubrification mixte vaut 18,0%. Ces valeurs sont inférieures à l'incertitude du banc mais permettent de voir une tendance.

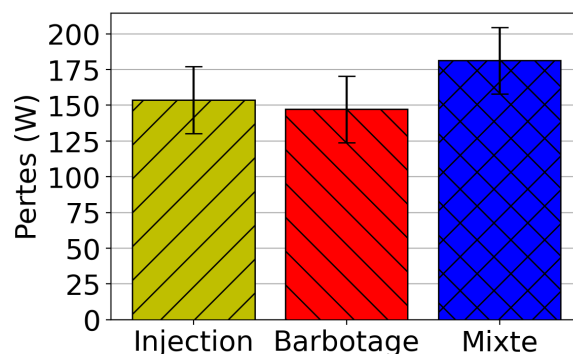


FIGURE 5.4 – Comparaison des pertes mesurées du roulement 6208 à 9700 tr/min pour trois modes de lubrification

Le modèle de Harris-Palmgren est utilisé afin de calculer les pertes du roulement 6208 à différentes vitesses, en barbotage et en lubrification mixte, avec un facteur  $f_0$  égal à 1,4 et en considérant la traînée. Pour les essais en barbotage, la fraction d'huile du mélange air-huile est égale au ratio entre le volume d'huile dans le roulement et son volume disponible, soit environ 7%. Pour les essais avec une lubrification mixte, l'hypothèse d'une quantité plus importante d'huile dans le roulement est faite. La fraction d'huile est donc définie comme la somme des fractions obtenues par injection avec la formule de Parker modifiée par Brossier et par barbotage avec le ratio des volumes :

$$X_{total} = X_{Injection} + X_{Barbotage} \quad (5.1)$$

avec

$$X_{Injection} = 314 \frac{(\alpha \dot{m})^{0,37}}{\rho_{huile}^{0,37} \omega d_m^{1,7}}$$

$$X_{Barbotage} = V_{huile}/V_{dispo}$$

La fraction ainsi obtenue varie entre 14% et 25% selon la vitesse de rotation. Les résultats du modèle sont comparés aux résultats expérimentaux (Figure 5.5). La différence de pertes par traînée due à l'augmentation de la fraction d'huile dans le roulement permet d'avoir une bonne estimation des pertes avec ce troisième mode de lubrification. De plus, contrairement à une lubrification par barbotage, une augmentation régulière des pertes avec la vitesse de rotation est obtenue.

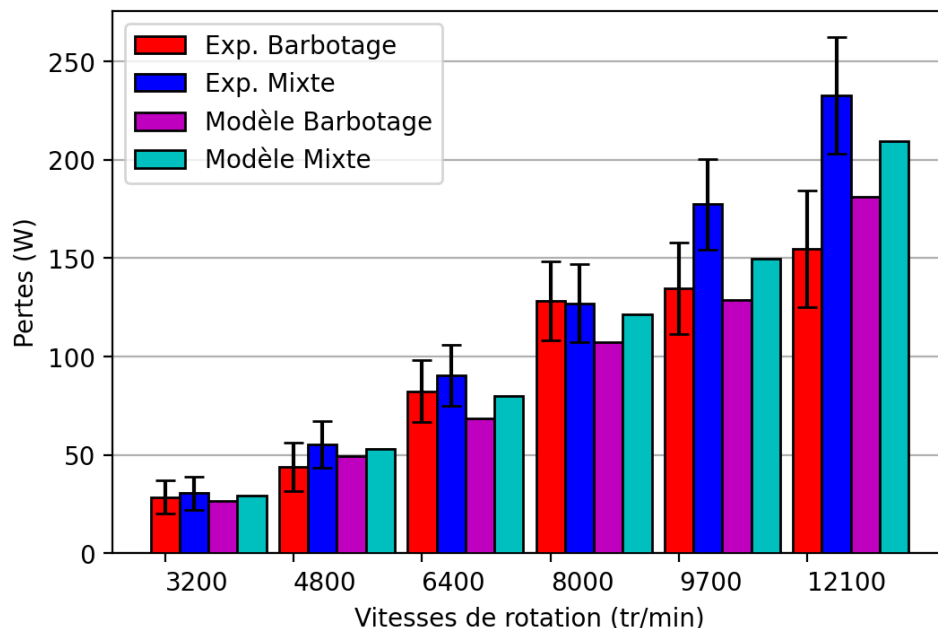


FIGURE 5.5 – Comparaison des pertes mesurées et calculées avec le modèle de Harris pour deux modes de lubrification

Le roulement lubrifié à la fois par un jet et par un bain d'huile génère légèrement plus de pertes que celles lorsqu'il est lubrifié par une seule de ces deux méthodes. Cela peut être dû aux pertes par traînée qui seraient plus importantes à cause d'une quantité d'huile dans le roulement plus élevée.

### III Comparaison thermique

Les évolutions des températures des bagues du roulement 6208 ont également été comparées pour différents modes de lubrification (Figure 5.6). Les résultats de trois essais ont été comparés à 9700 tr/min. L'huile était injectée à 15 l/h et 25°C pour l'essai en injection et la hauteur du bain correspondait à une demi-bille immergée pour l'essai en barbotage. Pour l'essai en lubrification mixte, les mêmes conditions opératoires sont appliquées.

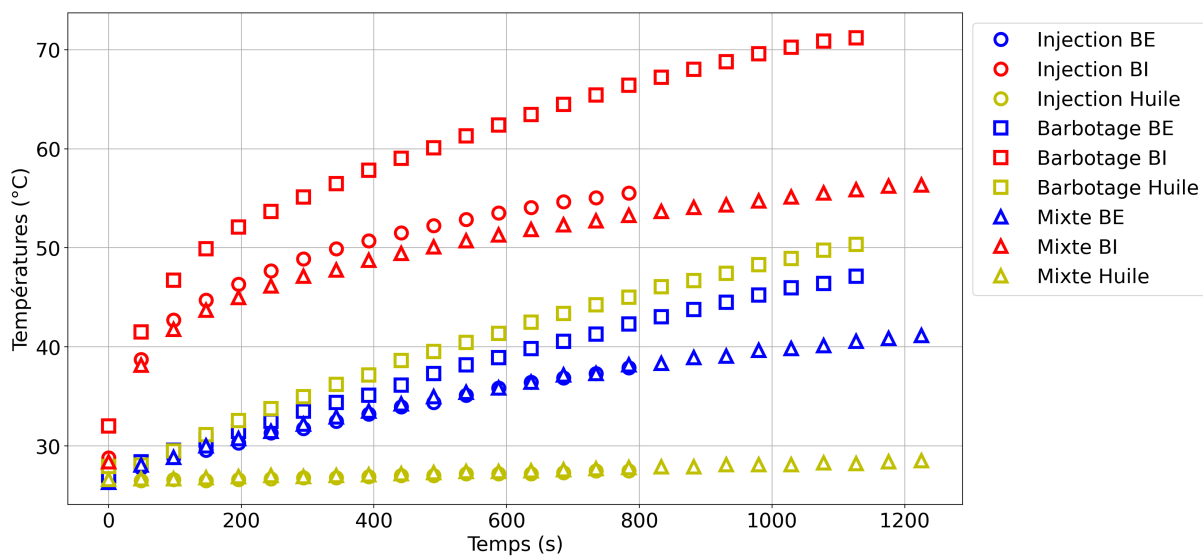


FIGURE 5.6 – Comparaison de l'évolution des températures des bagues du roulement 6208 pour différents modes de lubrification

Les essais ont démarré avec des températures initiales égales. Les courbes obtenues peuvent donc facilement être comparées entre elles. L'huile est injectée à température ambiante, soit environ 25°C, ce qui permet d'avoir un bain à température constante dans le cas de la lubrification mixte. En revanche, pour l'essai en barbotage, la température du bain d'huile augmente avec le temps et a la même évolution que la température de la bague extérieure. De ce fait, une lubrification par barbotage refroidit moins efficacement le roulement qu'avec un jet d'huile. Parmi ces trois essais, le plus court dure 800 secondes, les températures des bagues peuvent être comparées à cet instant (Figure 5.7). Les températures des bagues lorsque le roulement est lubrifié par un jet d'huile (avec ou sans bain résiduel) sont très proches, légèrement plus chaudes en injection seule. Lors d'une lubrification par barbotage, les températures des bagues intérieure et extérieure sont plus élevées, comme celle de l'huile. Dans ce dernier cas, la chaleur n'est pas évacuée par l'huile mais est stockée dans le bain.

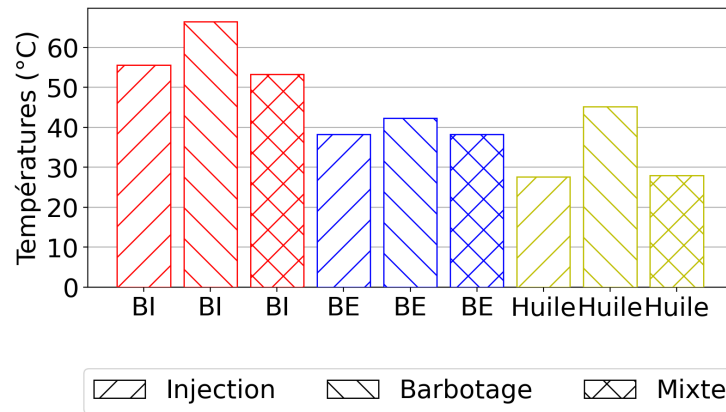


FIGURE 5.7 – Comparaison des températures mesurées des bagues du roulement 6208 après 800 s d’essais

Le barbotage seul est donc moins efficace pour refroidir le roulement qu’une lubrification par injection. En effet, dans le cas du barbotage, un seul puits de chaleur existe, l’air ambiant, tandis qu’en injection un second puits est présent, l’huile injectée. Ce puits de chaleur supplémentaire influence grandement la thermique, et donc les pertes du roulement par rapport à un bain d’huile seul.

La température de l’huile injectée peut avoir une influence sur l’évolution des températures des bagues du roulement. Deux modes de lubrification sont testés, par injection et par renouvellement du bain, avec des températures d’huile injectée différentes afin de vérifier cela. Dans un premier temps, la lubrification est assurée par injection, puis dans un second temps, elle est assurée par injection ou par renouvellement du bain. La lubrification par injection peut être réalisée avec une huile à différentes températures. Les mesures de deux essais à 9700 tr/min avec des conditions opératoires identiques mais des températures d’injection différentes (25°C et 60°C) sont comparées. Les résultats après 800 secondes d’essais sont présentés sur la Figure 5.8. Lorsque la température d’injection est augmentée de 25°C à 60°C, la température de la bague intérieure augmente de 16,9°C. Une augmentation de la température de la bague extérieure est également constatée et vaut 10,7°C. Cela montre bien l’importance de l’injection sur le comportement thermique du roulement. Cependant, la température moyenne des bagues étant plus élevée pendant un essai avec un jet d’huile à 60°C qu’à 25°C, les pertes sont aussi plus faibles.



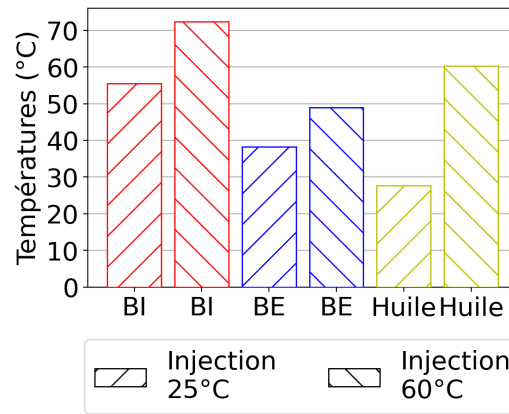


FIGURE 5.8 – Comparaison des températures des bagues du roulement 6208 lubrifié en injection à 25°C et 60°C après 800 secondes

La température du jet d'huile a donc un fort impact sur le comportement thermique du roulement lubrifié par injection. Des essais ont été réalisés à 6400 tr/min avec le roulement 6208 lubrifié par injection ou avec une lubrification mixte (Figure 5.9). De même que précédemment, différentes températures d'injection sont testées, entre 30°C et 45°C. Le débit d'injection est fixé à 5 l/h.

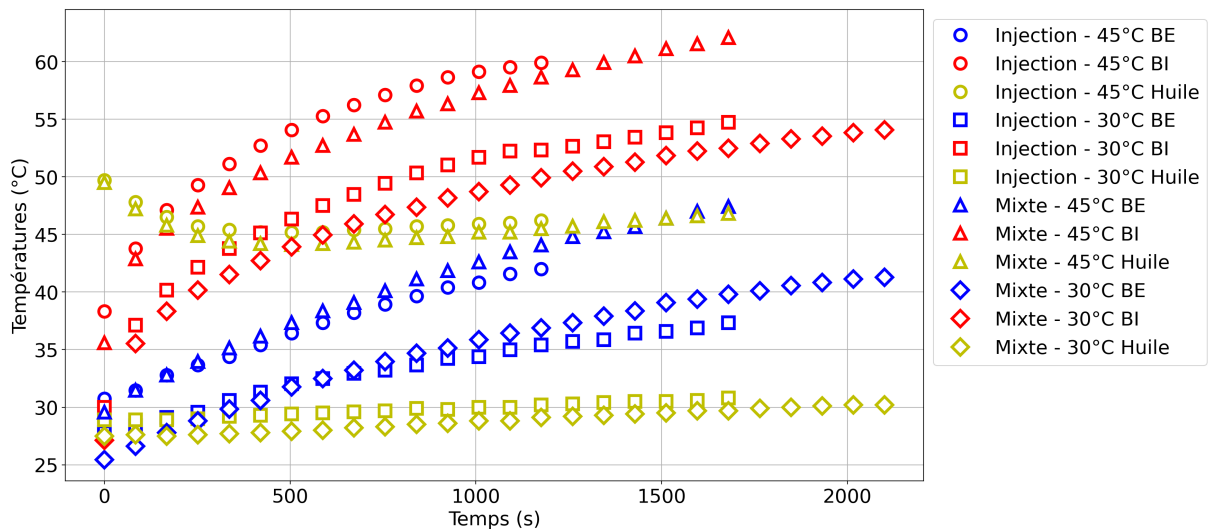


FIGURE 5.9 – Comparaison de l'évolution des températures des bagues du roulement 6208 pour différents modes de lubrification

Les valeurs des températures des bagues et de l'huile injectée au bout de 1250 secondes d'essais sont données sur la Figure 5.10. Tout d'abord, les températures des bagues sont toujours plus faibles lorsque la température d'injection est plus faible. Ensuite, l'écart de température entre les bagues intérieures et extérieures est plus faible avec une lubrification mixte que par injection. En effet, la température de la bague intérieure est plus faible en lubrification mixte, tandis que celle de la bague extérieure est plus élevée. Les différences sont très faibles, de l'ordre de 2°C.

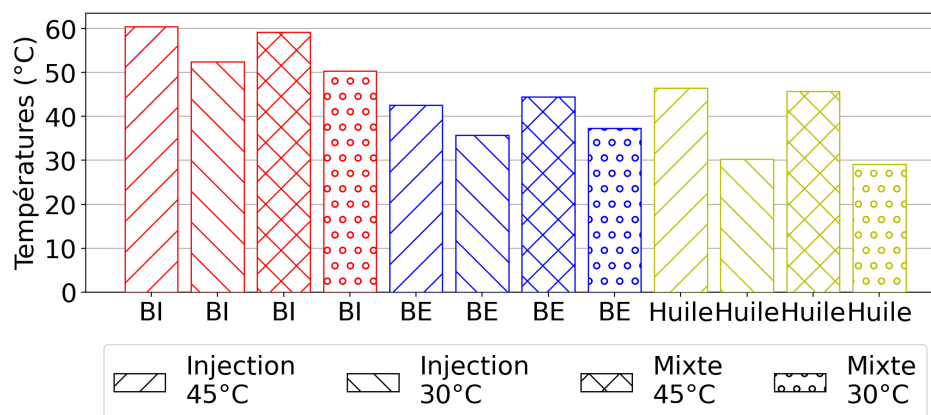


FIGURE 5.10 – Comparaison des températures mesurées des bagues du roulement 6208 après 1250 s d’essais

La lubrification par injection semble être la plus appropriée pour refroidir le roulement à conditions opératoires équivalentes. Lubrifier le roulement avec un bain d’huile est moins efficace pour dissiper la chaleur, la température du bain augmente avec celles des bagues. La lubrification mixte engendre un comportement thermique très proche de celui obtenu en injection, quelle que soit la température d’injection, avec un écart de température entre les bagues plus faible. Diminuer cet écart de température pourrait limiter les variations de jeu interne. La présence du bain d’huile pourrait augmenter la température de la bague extérieure, tandis que l’augmentation de la fraction d’huile viendrait augmenter les échanges convectifs avec la bague intérieure et réduire sa température.

## Conclusion

Dans ce chapitre, un autre mode de lubrification a été présenté et comparé aux lubrifications classiques, en injection et en barbotage. Ce nouveau mode de lubrification consiste à combiner les deux autres, avec un jet d’huile dirigé vers le roulement et un bain d’huile résiduel dont le niveau est régulé et dont la hauteur correspond à une demi-bille immergée. Cette lubrification par injection et renouvellement du bain d’huile est ici nommée lubrification *mixte*. Le but est de se rapprocher du cas industriel et de reproduire le comportement de l’huile à l’intérieur d’un réducteur lubrifié par barbotage. L’huile du bain étant projetée sur les parois internes du carter lubrifie les roulements et crée un bain d’huile résiduel dans la cavité des roulements. Des essais ont été réalisés à plusieurs vitesses de rotation. Dans un premier temps, les pertes mesurées ont été comparées pour chaque vitesse entre des essais avec une lubrification mixte et une par barbotage :

- les pertes obtenues en lubrification mixte sont plus élevées que celles en barbotage ou en injection ;
- pour une vitesse de rotation égale à 9700 tr/min, les pertes en injection et en barbotage sont équivalentes, et les pertes en lubrification mixte sont supérieures ;
- l’écart entre les pertes pour les deux modes de lubrification est croissant avec la vitesse de rotation, mais reste dans le même ordre de grandeur que l’incertitude de mesure ;

- cet écart peut être dû à une augmentation de la quantité d'huile dans le roulement, augmentant les pertes par traînée qui dépendent de la vitesse de rotation au cube ;
- le modèle de Harris est utilisé avec un modèle de pertes par traînée pour modéliser les pertes de ces essais. La fraction d'huile prise en compte est considérée égale à la somme des fractions d'huile obtenues en injection et en barbotage. La tendance est bien reproduite par cette modélisation.

Dans un deuxième temps, le comportement thermique du roulement a été étudié expérimentalement pour les différents modes de lubrification. Les températures des bagues du roulement et de l'huile injectée ou du bain sont mesurées. Les évolutions des températures entre les essais en lubrification mixte, par injection ou par barbotage ne sont pas les mêmes et sont comparées :

- dans le cas du barbotage, un seul puits de chaleur est présent, il s'agit de l'air ambiant, tandis que l'huile injectée est un deuxième puits en injection et lubrification mixte, ce qui implique une dissipation de la chaleur moins efficace et des températures plus élevées en barbotage ;
- quand un jet d'huile est présent, sa température est très influente sur le comportement thermique du roulement. Une huile plus chaude aura tendance à augmenter la température des bagues ;
- la lubrification mixte réduit légèrement l'écart de température entre la bague intérieure et extérieure par rapport à une lubrification par injection, quelle que soit la température du jet d'huile. Ceci semblerait confirmer l'hypothèse sur l'augmentation de la fraction d'huile qui augmenterait les échanges convectifs entre le roulement et le lubrifiant.

Cette étude permet d'avoir un premier aperçu de l'influence des différents modes de lubrification possibles pour un roulement dans une transmission mécanique. La lubrification par un bain d'huile ne génère pas davantage de pertes qu'en injection mais est moins efficace quant au refroidissement des bagues du roulement. La lubrification par injection avec renouvellement du bain d'huile (mixte) génère plus de pertes que les autres modes de lubrification, probablement due à une augmentation de la quantité d'huile dans le roulement, donc des pertes par traînée. Mais ce mode de lubrification dissipe aussi bien la chaleur qu'en injection et semble même homogénéiser les températures du roulement avec des températures plus faibles sur la bague intérieure et plus élevées sur la bague extérieure par rapport aux essais en injection.

# Conclusion générale

Une solution aux enjeux environnementaux actuels serait la tribologie, l'étude du frottement et de l'usure. En effet, une grande partie de la consommation d'énergie dans le monde est due aux frottements, et plus particulièrement dans le secteur du transport. Afin de réduire les émissions de gaz à effet de serre, les constructeurs automobiles ont développé des véhicules électriques dont le marché est depuis quelques années en forte croissance. Par conséquent, beaucoup de recherches sont dédiées à l'électrification des véhicules routiers et à l'amélioration de leur efficacité.

À puissance équivalente, les moteurs électriques atteignent des vitesses de rotation bien plus élevées que les moteurs thermiques. Cela implique des dissipations de puissance plus importante au sein des transmissions mécaniques. De précédents travaux sur l'étude d'un réducteur haute vitesse montrent que les paliers à éléments roulants, soumis à des vitesses de rotation élevées et à une faible charge, sont la principale source de pertes du réducteur. Ces dissipations d'énergie sont essentiellement dues à des phénomènes indépendants de la charge, liés à la lubrification, tels que les efforts de traînée aérodynamique.

L'origine des pertes de puissances des roulements faiblement chargés et pour des vitesses de rotation faibles à modérées, pour lesquelles les phénomènes de traînée sont négligeables, restent incomprises. Les travaux présentés ici avaient pour objectif d'étudier les sources de pertes indépendantes de la charge et les transferts thermiques au sein de paliers à éléments roulants. Des roulements à billes à gorge profonde, étant bien adaptés à la haute vitesse, ont été choisis afin d'étudier leur comportement thermo-mécanique : un premier avec de grandes dimensions pour mettre en avant les pertes hydrodynamiques, un second dont les dimensions sont plus proches des applications industrielles visées. L'environnement des roulements devant être un réducteur lubrifié à l'huile, le même lubrifiant est utilisé et deux modes de lubrification sont testés : par injection d'huile et par barbotage.

Dans le **chapitre 1**, un état de l'art sur la modélisation des roulements, de leurs pertes et de leur comportement thermique est présenté. Les différentes sources de pertes au sein d'un roulement et les calculs associés sont détaillés. Pour une modélisation locale du roulement, les pertes par glissement au contact entre les billes et les pistes des bagues, les pertes par traînée aérodynamique et les pertes par roulement hydrodynamique sont considérées. Des modèles globaux sont aussi présentés pour le calcul des pertes totales du roulement. Parmi eux, les deux principaux modèles sont ceux de Harris-Palmgren et celui de la société SKF. Ces modèles ont l'avantage d'être simples à utiliser mais sont moins précis. Puis la méthode des réseaux thermiques, dédiée à la modélisation des échanges de chaleur, a été présentée. Le roulement est discrétisé en nœuds isothermes reliés par des résistances thermiques, modélisant les échanges entre chaque nœud du roulement et avec son environnement. Les modèles de pertes associés au réseau thermique permettent

de simuler le comportement thermo-mécanique du roulement, mais doivent être validés expérimentalement.

Le **chapitre 2** présente un banc d'essais permettant de tester différents roulements et plusieurs modes de lubrification. Ce banc permet de faire varier des paramètres tels que la vitesse de rotation et la charge. Dans le cas d'une lubrification par injection, le débit et la température de l'huile injectée sont imposés. Pour une lubrification par barbotage, la hauteur du bain est définie. Des mesures du couple total de la ligne d'arbre et des températures des bagues du roulement, de l'huile, du carter et de l'air ambiant sont faites. Les deux roulements à billes à gorge profonde testés dans cette étude sont présentés. Les résultats expérimentaux obtenus peuvent être comparés aux résultats des modèles.

Une première étude des roulements lubrifiés par injection est proposée dans le **chapitre 3**. Les résultats expérimentaux sont d'abord comparés entre eux afin de vérifier l'influence de différents paramètres sur les pertes du roulement. Ensuite, les modèles de pertes sont testés pour chaque roulement en utilisant la température moyenne des bagues mesurée. Tandis que le modèle local donne de bons résultats, les modèles globaux doivent être ajustés afin d'avoir des résultats en accord avec les mesures. Enfin, les modèles de pertes sont utilisés avec un réseau thermique. L'objectif est de vérifier si la modélisation du roulement est fidèle aux observations expérimentales en reproduisant l'influence des différents paramètres sur les pertes et les températures du roulement. Les résultats des modèles sont en accord avec les mesures. Le comportement du roulement lubrifié par injection est bien prédit. Cela a permis de montrer que le roulement hydrodynamique est la source principale de pertes des roulements faiblement chargés et à des vitesses inférieures au million de  $N.d_m$ . Les éléments roulants non-chargés doivent également être pris en compte dans l'estimation du roulement hydrodynamique.

Une deuxième étude est faite dans le **chapitre 4**, cette fois-ci avec une lubrification par barbotage. Dans un premier temps, le comportement du bain à différents niveaux a été observé à travers une pièce transparente dans le carter. Ceci a permis de voir que le bain reste statique pour de faibles hauteurs. Il devient de plus en plus agité quand le niveau augmente, jusqu'à former un anneau d'huile sur la bague extérieure, comportement déjà observé dans des trains épicycloïdaux. Ensuite, une étude expérimentale et une modélisation du roulement sont faites pour une immersion faible, correspondant à une demi-bille immergée. Les résultats expérimentaux sont très proches de ceux obtenus pour des roulements lubrifiés par injection. En effet, les pertes de puissance sont identiques en barbotage à faible immersion et en injection dans des conditions opératoires similaires, contrairement aux modèles qui prédisent des pertes plus élevées en barbotage. Puis, pour des immersions plus importantes, les pertes mesurées augmentent. Cela est dû à l'augmentation de la quantité d'huile dans le roulement et donc des pertes par traînée. Puisque certains modèles ne prennent pas en compte la hauteur du bain ou donnent des résultats très éloignés des valeurs expérimentales, un modèle de pertes par traînée adapté au barbotage a été développé. Le réseau thermique pour des roulements lubrifiés par injection a été adapté au cas d'une lubrification par barbotage, et modélise bien les échanges pour les différents niveaux d'huile.

Une dernière étude est proposée dans le **chapitre 5** afin de se rapprocher du cas réel d'un roulement dans un réducteur. En effet, le réducteur est lubrifié par un bain d'huile,

dont les engrenages projettent de l'huile sur les surfaces internes du carter et sur les roulements. Une partie de cette huile se trouve piégée et forme un bain d'huile pour les roulements. La lubrification testée dans cette étude est donc un mélange entre de l'injection et du barbotage, appelée lubrification mixte. Les roulements sont lubrifiés par un jet d'huile qui va former un bain résiduel au fond du carter, ce dernier est en partie aspiré afin de conserver un niveau d'huile stable, correspondant à une demi-bille immergée. Alors que les pertes en injection et en barbotage à faible immersion sont équivalentes, celles en lubrification mixte sont supérieures et l'écart entre les pertes augmente avec la vitesse de rotation. Cela peut être dû aux pertes par traînée, la quantité d'huile dans le roulement étant plus importante. Par rapport aux températures, la lubrification par barbotage est la méthode la moins efficace pour refroidir le roulement, tandis que les évolutions de températures avec les autres modes de lubrification sont similaires. La lubrification avec un jet d'huile semble donc être la plus adaptée pour le refroidissement et pour limiter les pertes du roulement.

Ces travaux ont permis de proposer une modélisation des roulements à billes à gorge profonde faiblement chargés. Les influences d'une variété de paramètres ont été mises en avant, et sont bien prises en compte dans les modèles développés, ce qui traduit une bonne compréhension des phénomènes physiques. Une étude sur les pertes de roulements lubrifiés par barbotage a été menée, combinant à la fois des approches expérimentales et numériques. Actuellement très peu de travaux portant sur ce sujet faisaient état, mettant en évidence la contribution de cette étude dans ce domaine de recherche. Seul le modèle de SKF proposait un modèle de pertes par traînée dépendant du niveau d'huile du bain, mais les résultats surestiment grandement ces pertes. Un nouveau modèle a donc été développé et donne de très bons résultats vis-à-vis des pertes mesurées.

Les résultats de ces travaux et les modèles développés pourront permettre de mieux prédire les pertes et les échauffements dus aux roulements à billes lubrifiés à l'huile, en particulier à haute vitesse.

À la suite de ces travaux de recherche, des études complémentaires pourront être menées. D'autres types de roulements peuvent être testés sur le banc d'essais, comme des roulements à rouleaux ou des roulements à contacts obliques. Des modes de lubrification plus complexes peuvent être investigués, comme une lubrification par injection axiale de l'huile à faible débit. Une évaluation de la quantité d'huile dans le roulement peut être envisagée afin de mieux estimer la fraction d'huile dans le roulement. Une modélisation fine du roulement grâce à la méthode des réseaux thermiques pourrait mettre en évidence certains phénomènes, comme la dilatation thermique et la diminution des jeux internes.



# Annexes

A	Démonstration de la composante $M_{drag}$ du modèle de SKF . . . . .	134
B	Principe de superposition des pertes par traînée et par brassage . . . . .	136
C	Fonction mathématique pour l'étalonnage des supports . . . . .	138
D	Réseaux thermiques . . . . .	139
E	Calculs du volume du bain en fonction de son niveau . . . . .	144



## A Démonstration de la composante $M_{drag}$ du modèle de SKF

La démonstration du premier terme de la composante  $M_{drag}$  du modèle global de SKF est proposée (Équation (1.55)) :

$$M_{drag} = 0,4 V_M K_{ball} d_m^5 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left( \frac{n d_m f_t}{\nu} \right)^{-1,379} R_s$$

Cette démonstration découle des explications de Morales-Espejel [37]. Le couple de pertes par traînée est défini par :

$$M_{drag} = T_r \left( \frac{d_m}{2} F_{drag} \right)$$

avec  $T_r$  le ratio de transmission,  $d_m$  le diamètre moyen et  $F_{drag}$  l'effort de traînée tels que :

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{1}{2}(1 - \gamma) \\ F_{drag} &= \frac{1}{2} C_D A \rho v^2 \end{aligned}$$

L'effort  $F_{drag}$  est proportionnel à l'effort maximal  $F_{max}$  atteint sur la bille la plus basse et au nombre d'éléments roulants :

$$F_{drag} = F_{max} Z I_r$$

avec  $I_r$  une intégrale de la fonction de surface mouillée, correspondant au ratio de l'aire mouillée par rapport à l'aire maximale mouillée pour une hauteur de bain fixée :

$$\begin{aligned} I_r &= \int_{-\varphi_1}^{\varphi_1} f(\varphi) d\varphi \\ f(\varphi) &= A_\varphi / A_{max} \end{aligned}$$

L'expression du couple de pertes devient :

$$M_{drag} = T_r \frac{d_m}{4} C_D A_{max} \rho v^2 Z I_r$$

Qui peut être développée en :

$$\begin{aligned} M_{drag} &= \frac{1}{2}(1 - \gamma) \frac{d_m}{2} \frac{1}{2} C_D A_{max} \rho \left( \frac{\pi}{120} n d_m (1 - \gamma) \right)^2 Z \int_{-\varphi_1}^{\varphi_1} f(\varphi) d\varphi \\ &= C_D d_m^3 n^2 Z \left( \frac{1}{8} (1 - \gamma)^3 \rho \left( \frac{\pi}{120} \right)^2 \int_{-\varphi_1}^{\varphi_1} A_\varphi d\varphi \right) \end{aligned}$$

avec :

$$\begin{aligned} A_\varphi &= 0,5 r^2 (\theta(\varphi) - \sin \theta(\varphi)) \\ r &= \gamma d_m / 2 \end{aligned}$$

En changeant l'unité de  $d_m$  en  $mm$  et en simplifiant davantage :

$$M_{drag} = C_D d_m^5 n^2 Z \times 10^{-12} \left[ \frac{10^{-3}}{64} \left( \frac{\pi}{120} \right)^2 (1 - \gamma)^3 \gamma^2 \rho \int_{-\varphi_1}^{\varphi_1} (\theta(\varphi) - \sin \theta(\varphi)) d\varphi \right] \quad (A.1)$$

Pour des roulements à billes à gorge profonde, la valeur du  $C_D$  est égale à 0,4 et le nombre de bille peut être approximé par la formule suivante :

$$\begin{aligned} Z &= K_Z \frac{d_e + d_i}{d_e - d_i} \\ K_Z &= 3,1 \\ K_{ball} &= Z \times 10^{-12} \end{aligned}$$

Il est alors possible de retrouver la formule donnée par SKF :

$$M_{drag} = 0,4 d_m^5 n^2 K_{ball} V_M$$

avec  $V_M$  une fonction dépendant du niveau d'huile et du diamètre moyen. Une comparaison de la fonction  $V_M$  calculée avec la courbe donnée dans le catalogue de SKF est présentée sur la Figure A.1. Certains paramètres adimensionnels utilisés peuvent être retrouvés tels que  $R_0/d_m = 0,6$  et  $\gamma = 0,2$ . Avec  $R_0$  le rayon de fond de piste de la bague extérieure.

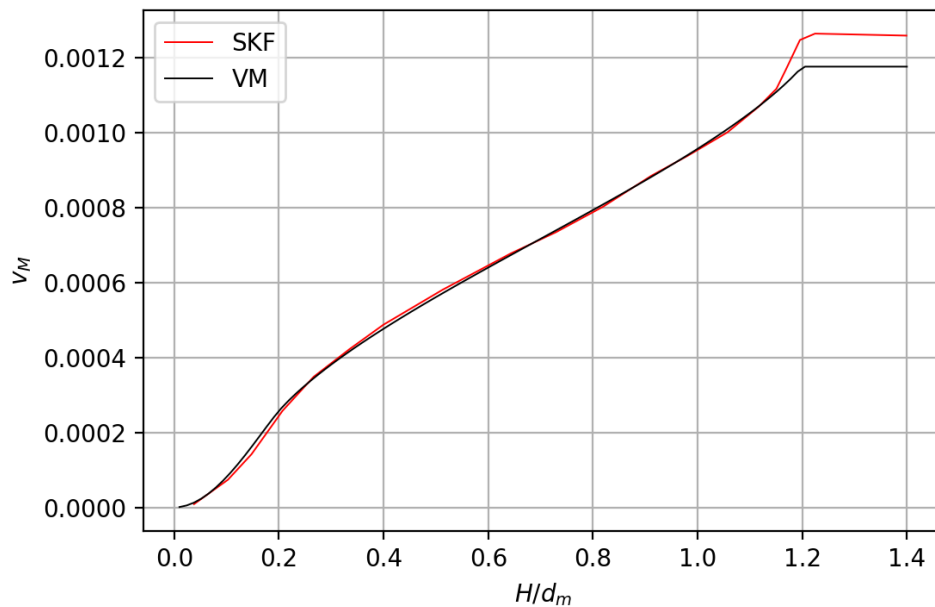


FIGURE A.1 – Comparaison entre la fonction  $V_M$  calculée et la courbe donnée dans le catalogue SKF [62]

## B Principe de superposition des pertes par traînée et par brassage

Plusieurs modèles de calcul des pertes par traînée dans les roulements à billes appliquent le principe de superposition entre les pertes par traînée, dues au déplacement des billes dans un fluide, et les pertes par brassage dues à la rotation des billes autour de leur propre axe. Une étude numérique par la méthode CFD (Computational Fluid Dynamics) a été réalisée par Marchesse afin de vérifier cette hypothèse.

Une modélisation simple a été réalisée avec une seule bille, fixe ou en rotation, dans un milieu infini, avec la présence des bagues ou avec la présence des bagues et de la cage. Au total six cas ont été testés. La bille a un diamètre égal à 21 mm, avec une vitesse  $v_c$  valant 16,0 m/s. Le paramètre  $\alpha$  représente ici le ratio entre la vitesse de rotation et la vitesse linéaire tel que  $\alpha = R\omega/v_c$ , avec  $R = 44,5$  mm et  $\omega = 444,4$  rad/s.

Après avoir vérifié que le cas d'une bille fixe isolée dans un milieu infini fournit un coefficient de traînée proche de la théorie, les autres cas sont réalisés. Le maillage et les conditions aux limites pour le cas d'une bille entre deux bagues est donné sur la Figure B.1.

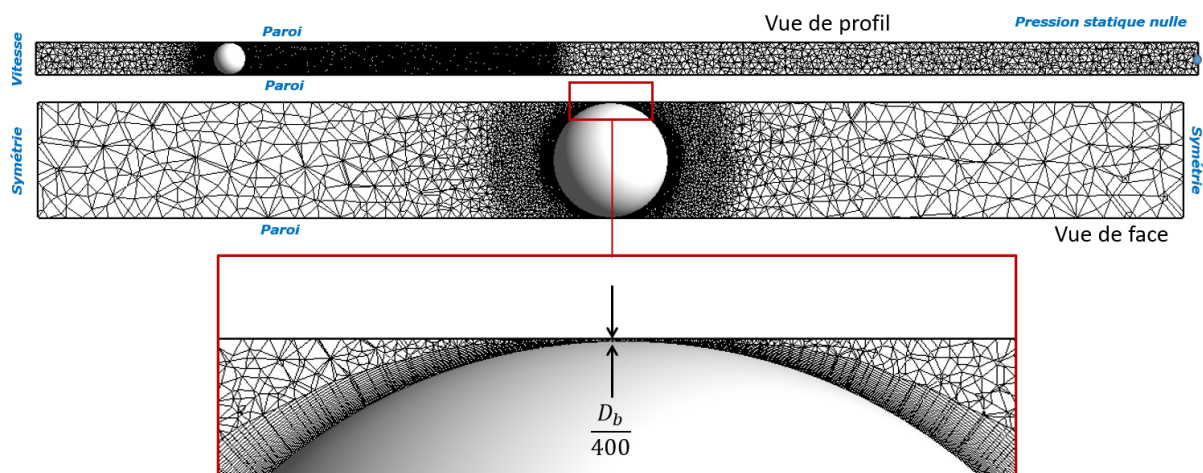


FIGURE B.1 – Maillage pour le cas d'un bille entre deux bagues

Plusieurs observations peuvent être faites (Figure B.2) : l'ajout de la présence des bagues puis de la cage augmente le coefficient de traînée pour une bille avec ou sans rotation, appliquer une rotation sur la bille augmente le coefficient de traînée.

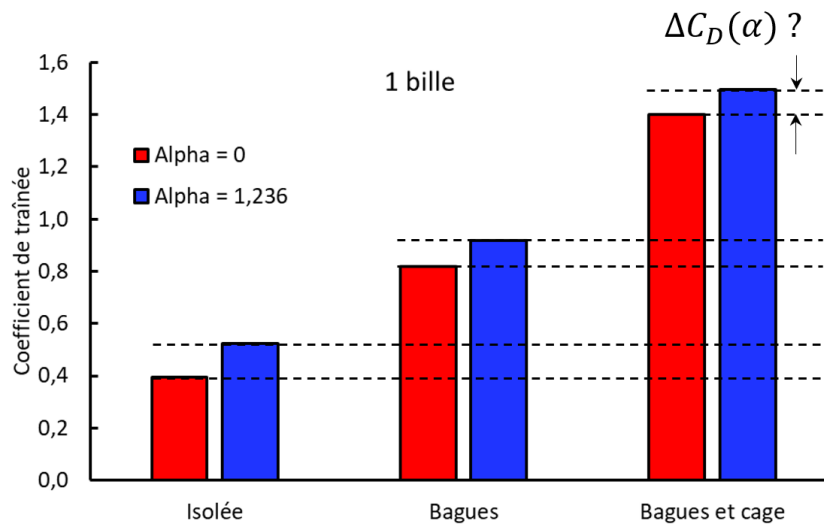


FIGURE B.2 – Coefficients de traînée obtenus pour différentes simulations numériques

L'écart de valeur entre les coefficients de traînée avec et sans rotation propre de la bille sont presque constants. Pour que le principe de superposition soit valide, la valeur de cet écart doit être égal au coefficient de traînée d'une bille en rotation dans un fluide au repos, c'est-à-dire sans écoulement, or cette valeur est nulle :

$$C_D(v, \omega) - C_D(v, 0) \neq C_D(0, \omega) = 0 \quad (\text{B.1})$$

Le principe de superposition ne peut donc pas être appliqué sur une bille en rotation dans un écoulement, et la valeur du coefficient de traînée doit être estimée à partir d'une modélisation plus complète et précise du roulement, en prenant en compte toutes les vitesses.

## C Fonction mathématique pour l'étalonnage des supports

Les pertes des blocs supports sont estimées avec une fonction mathématique obtenue à partir d'un code d'optimisation et de mesures. Quatre roulements supports identiques sont testés sur la ligne d'arbre lors de l'étalonnage du banc. Les pertes sont exprimées avec le modèle global de Harris telles que :

$$M_0 = 2 \times 10^{-7} (\nu_{opt} n)^{2/3} d_m^3 \quad (C.1)$$

$$M_1 = 2 \times 10^{-4} (F/(2C_0))^{0,55} d_m F/2 \quad (C.2)$$

$$M_{total} = 4(M_0 + M_1) \quad (C.3)$$

avec  $\nu_{opt}$  la viscosité exprimée en fonction de la vitesse de rotation  $N$ , de la charge  $F$ , et de la température moyenne  $T$  des bagues extérieures des roulements supports :

$$\nu_{opt} = \phi \times p_0 \times (p_4 + T)^{p_1} \times (p_5 + N)^{p_2} \times (p_6 + F)^{p_3} \quad (C.4)$$

$$\phi = 1/(1 + p_9 N^{p_7} T^{p_8}) \quad (C.5)$$

Le coefficient correcteur  $\phi$  est inspiré du facteur de réduction thermique  $\Phi_{ish}$  du modèle de SKF.

La valeur des paramètres  $p_i$  est obtenue à partir d'un code d'optimisation, cherchant à minimiser l'écart entre les mesures et la fonction  $M_{total}$ . Une première optimisation est faite pour chaque essai, c'est-à-dire pour chaque couple (vitesse, charge). Cela permet d'obtenir des valeurs initiales, utilisées dans une seconde optimisation, qui prend en compte tous les essais à une même vitesse. Le résultat obtenu est sous la forme d'un tableau avec les valeurs des  $p_i$  pour chaque vitesse testée.

## D Réseaux thermiques

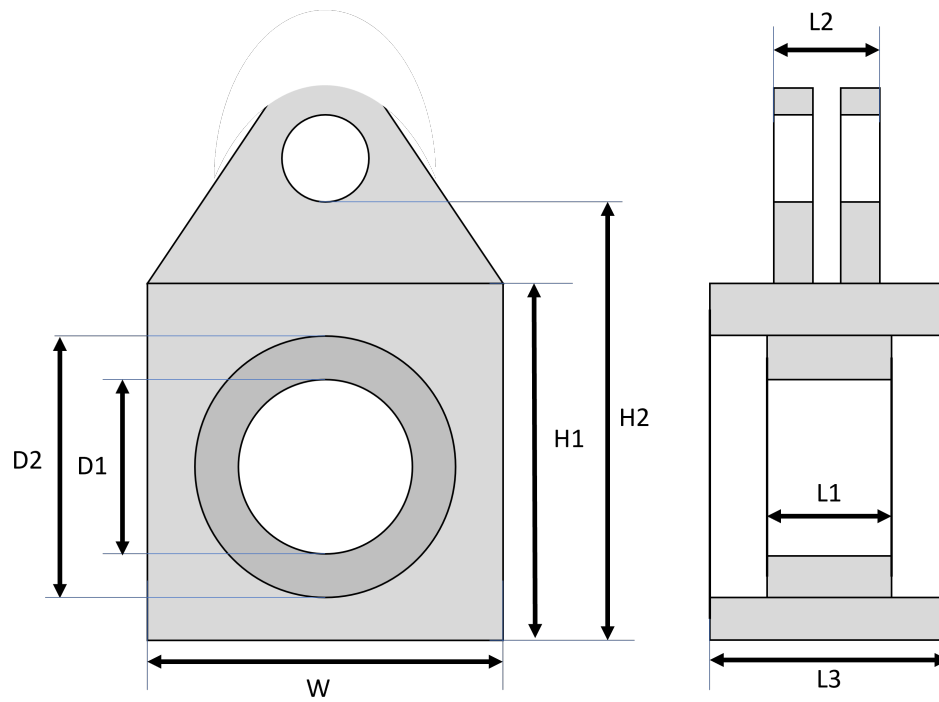


FIGURE D.1 – Dimensions du carter pour les calculs des résistances

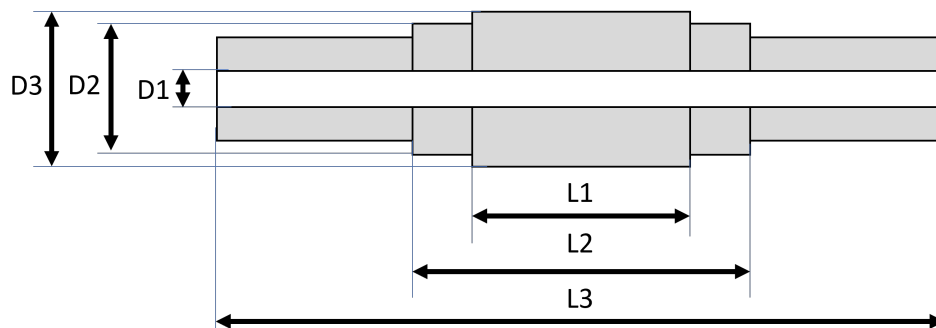


FIGURE D.2 – Dimensions de l'arbre pour le calcul des résistances

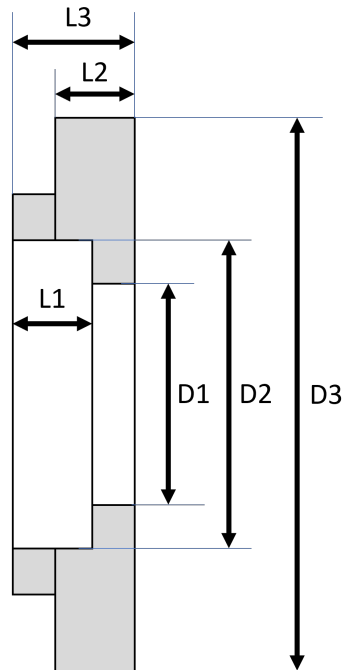


FIGURE D.3 – Dimensions des carters latéraux pour les calculs des résistances

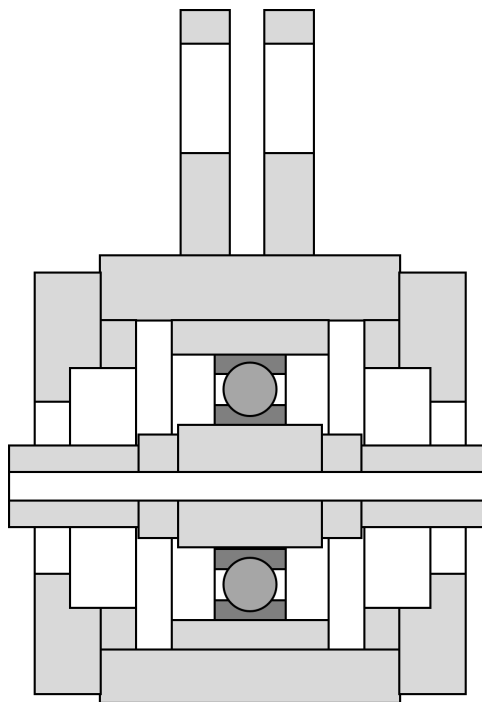


FIGURE D.4 – Schéma de l'ensemble du bloc avec son roulement

TABLE D.1 – Résistances thermiques d'un roulement lubrifié par injection

Noeuds	Résistance $R_{th}$	Surface d'échange $S$	Longueur $L_c$	Débit massique	Vitesse	Coefficient $\phi$
9 - 10	Striction (1.71)					
8 - 9	Striction (1.71)					
10 - 11	Striction (1.71)					
11 - 12	Striction (1.71)					
5 - 6	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$L2_{lat}$			
5 - 7	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$L2_{lat}$			
5 - 8	Conduction radiale (1.63)		$L_{BE}$			
5 - 8	Conduction radiale (1.63)		$L3_{carter}$			
12 - 13	Conduction radiale (1.63)		$L_{BI}$			
12 - 13	Conduction radiale (1.63)		$L1_{arbre}$			
1 - 4	Transport (1.74)			$\alpha\dot{m}$		
1 - 2	Transport (1.74)			$(1 - \alpha)\dot{m}$		
1 - 3	Transport (1.74)			$\alpha\dot{m}$		
0 - 5	Convection naturelle (1.81)	Surface du carter	$H2_{carter}$			
0 - 5	Rayonnement (1.75)	Surface du carter				
0 - 6	Convection naturelle (1.81)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$D3_{lat}$			
0 - 6	Rayonnement (1.75)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$				
0 - 7	Convection naturelle (1.81)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$D3_{lat}$			
0 - 7	Rayonnement (1.75)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$				
4 - 10	Convection forcée (1.84)	$\phi Z \pi D^2$	$D$		$\omega_{cage} d_m / 2$	0,1
4 - 8	Convection forcée (1.85)	$\phi 2 L_c L1_{carter}$	$\pi d_{BE_{int}} / 2$		$\omega_{cage} d_m / 2$	0,4
4 - 12	Convection forcée (1.85)	$\phi 2 L_c L1_{arbre}$	$\pi d_{B_{ext}} / 2$		$\omega_{cage} d_m / 2$	0,9
3 - 5	Convection forcée (1.85)	$\phi \times$ Surface intérieure	$\pi D2_{carter} / 2$		$2, 95 \sqrt{L_c}$	5
2 - 5	Convection forcée (1.85)	$\phi \times$ Surface intérieure	$\pi D2_{carter} / 2$		$2, 95 \sqrt{L_c}$	5



TABLE D.2 – Résistances thermiques d'un roulement lubrifié par barbotage

Nœuds	Résistance $R_{th}$	Surface d'échange $S$	Longueur $L_c$	Vitesse	Coefficient $\phi$
9 - 10	Striction (1.71)				
8 - 9	Striction (1.71)				
10 - 11	Striction (1.71)				
11 - 12	Striction (1.71)				
5 - 6	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$L2_{lat}$		
5 - 7	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$L2_{lat}$		
5 - 8	Conduction radiale (1.63)		$L_{BE}$		
5 - 8	Conduction radiale (1.63)		$L3_{carter}$		
12 - 13	Conduction radiale (1.63)		$L_{BI}$		
12 - 13	Conduction radiale (1.63)		$L1_{arbre}$		
13 - 14	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D2_{arbre}^2 - D1_{arbre}^2)$	$L3_{arbre}/2$		
13 - 15	Conduction axiale (1.64)	$\pi/4(D2_{arbre}^2 - D1_{arbre}^2)$	$L3_{arbre}/2$		
2 - 3	Transport* (1.74)				0,005
0 - 5	Convection naturelle (1.81)	Surface du carter	$H2_{carter}$		
0 - 5	Rayonnement (1.75)	Surface du carter			
0 - 6	Convection naturelle (1.81)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$D3_{lat}$		
0 - 6	Rayonnement (1.75)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$			
0 - 7	Convection naturelle (1.81)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$	$D3_{lat}$		
0 - 7	Rayonnement (1.75)	$\pi/4(D3_{lat}^2 - D2_{lat}^2)$			
4 - 13	Convection forcée (1.83)	$\phi \pi L_c L3_{arbre}$	$D2_{arbre}$	$\omega D2_{arbre}/2$	1
4 - 5	Convection forcée (1.85)	$\phi \times$ Surface intérieure	$\pi D2_{carter}/2$	$\omega D2_{arbre}/2$	3

\* le débit massique est calculé par  $\dot{m} = \rho 4\pi/3(D/2)^3 Z N_{cage}/60$

TABLE D.3 – Résistances thermiques de convection en barbotage quand l'huile dans le roulement est un brouillard

Nœuds	Résistance $R_{th}$	Surface d'échange $S$	Longueur $L_c$	Vitesse	Coefficient $\phi$
2 - 5	Convection naturelle (1.81)	$\phi \times$ Surface intérieure	Demi périmètre équivalent	$\omega_{cage} d_m / 2$	1
3 - 10	Convection forcée (1.84)	$\phi Z \pi D^2$	$D$	$\omega_{cage} d_m / 2$	0,2
3 - 8	Convection forcée (1.85)	$\phi 2L_c L1_{cartre}$	$\pi d_{BE_{int}} / 2$	$\omega_{cage} d_m / 2$	5
3 - 12	Convection forcée (1.85)	$\phi 2L_c L1_{arbre}$	$\pi d_{BE_{ext}} / 2$	$\omega_{cage} d_m / 2$	0,5

TABLE D.4 – Résistances thermiques de convection en barbotage quand l'huile dans le roulement est un anneau

Nœuds	Résistance $R_{th}$	Surface d'échange $S$	Longueur $L_c$	Vitesse	Coefficient $\phi$
2 - 5	Convection forcée (1.85)	$\phi \times$ Surface intérieure	$\pi D^2_{carter} / 2$	$\omega_{cage} d_m / 2$	1
3 - 10	Convection forcée (1.84)	$\phi Z \pi D^2$	$D$	$\omega_{cage} d_m / 2$	0,4
3 - 8	Convection forcée (1.85)	$\phi 2L_c L1_{cartre}$	$\pi d_{BE_{int}} / 2$	$\omega_{cage} d_m / 2$	5
3 - 12	Convection forcée (1.85)	$\phi 2L_c L1_{arbre}$	$\pi d_{BE_{ext}} / 2$	$\omega_{cage} d_m / 2$	0,2
3 - 13	Convection forcée (1.83)	$\phi \pi L_c L3_{arbre}$	$D2_{arbre}$	$\omega D2_{arbre} / 2$	0,02

## E Calculs du volume du bain en fonction de son niveau

L'objectif est d'obtenir une formulation analytique du volume du bain d'huile dans le roulement en fonction de sa hauteur. Le calcul est séparé en quatre étapes et a été comparé avec un modèle CAO (Figure E.1).

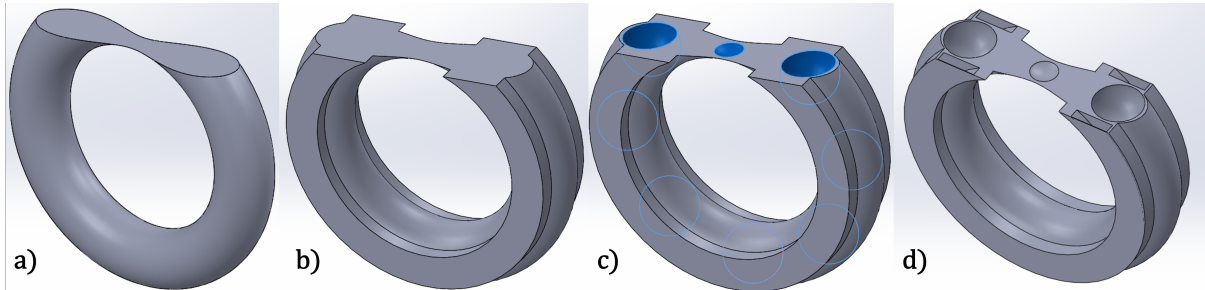


FIGURE E.1 – Étapes pour le calcul du volume du bain d'huile dans le roulement : a) volume d'un tore, b) volume entre les bagues, c) volume sans les billes, d) volume dans le roulement

Dans un premier temps, le volume du tore compris entre les pistes des bagues est calculé (Figure E.2). Le calcul est séparé en deux avec un premier volume  $V1$  calculé :

$$V1 = \alpha(R - r)\pi r^2 \quad (\text{E.1})$$

avec  $R$  le rayon de fond de piste de la bague extérieure,  $r$  le rayon d'une bille, et  $\alpha$  l'angle entre les deux points d'intersection entre la piste intérieure et le bain :

$$H \leq 2r : \alpha = 0$$

$$H \leq R : \alpha = 2 \cos^{-1} \left( \frac{R - H}{R - 2r} \right)$$

$$H \geq R : \alpha = 2 \cos^{-1} \left( \frac{R - H}{R} \right)$$

$$H \geq 2R : \alpha = 2\pi$$

Le volume  $V1$  peut être calculé mais un volume supplémentaire  $V2$  est nécessaire :

$$V2 = 2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} A_m(R - r - y_g) d\theta \quad (\text{E.2})$$

$$A_m = 0,5r^2(\beta - \sin \beta) \quad (\text{E.3})$$

$$\beta = 2 \cos^{-1} \left( \frac{r - (R - x)}{r} \right) \quad (\text{E.4})$$

$$x = \frac{R - H}{\cos \theta} \quad (\text{E.5})$$

$$y_g = -\frac{4}{3\pi r^2} (r^2 - (R - r - x)^2)^{3/2} \quad (\text{E.6})$$

Certaines conditions doivent être respectées en fonction du niveau d'huile :

$$H \leq 2r \quad : \quad \theta_1 = 0$$

$$H \geq 2R - 2r \quad : \quad \theta_1 = \pi$$

$$\text{Sinon} \quad : \quad \theta_1 = \cos^{-1} \left( \frac{R - H}{R - 2r} \right)$$

$$H \leq 0 \quad : \quad \theta_2 = 0$$

$$H \geq 2R \quad : \quad \theta_2 = \pi$$

$$\text{Sinon} \quad : \quad \cos^{-1} \left( \frac{R - H}{R} \right)$$

Le volume total du tore est alors la somme des deux volumes calculés  $V1 + V2$ .

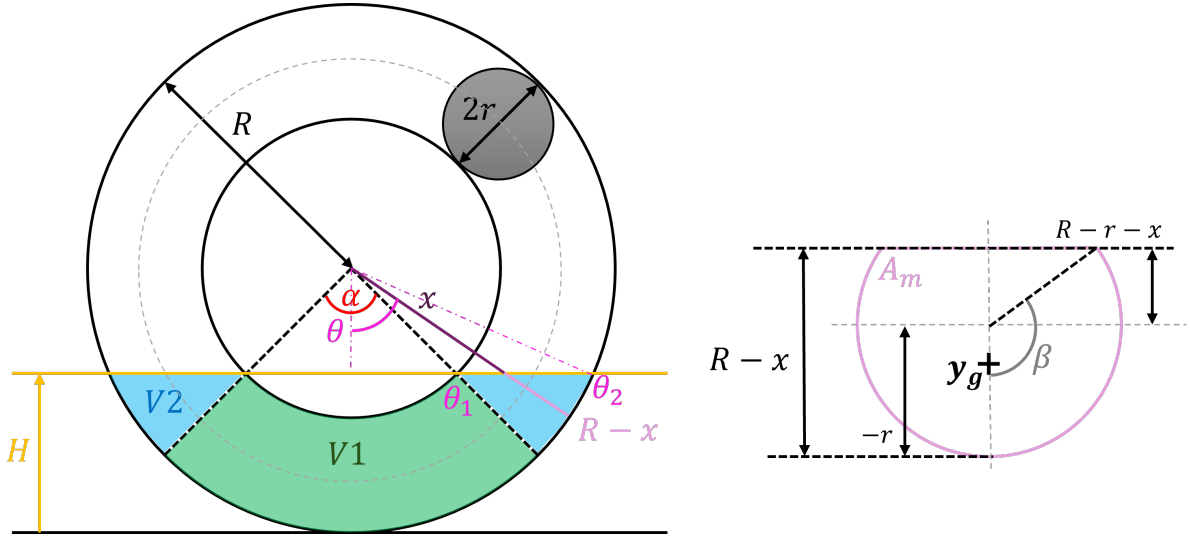


FIGURE E.2 – Calcul du volume du tore à l'intérieur du roulement

Dans un deuxième temps, le volume  $V3$  entre les épaulements des bagues du roulement est calculé (Figure E.3).

$$V3 = (A1 - A2)L \quad (\text{E.7})$$

Une hauteur de bain prenant en compte l'épaisseur de l'épaulement est considérée :

$$h = \max(H - e; 0) \quad (\text{E.8})$$

avec  $e$  l'épaisseur de l'épaulement égale à  $R_p - R_{BE_i}$ . Les surfaces  $A1$  et  $A2$  sont calculées :

$$A1 = 0,5R_{BE_i}^2(\beta_1 - \sin \beta_1) \quad (\text{E.9})$$

$$h > 2R_{BE_i} \quad : \quad \beta_1 = 2\pi$$

$$h \leq 2R_{BE_i} \quad : \quad \beta_1 = 2 \cos^{-1} \left( \frac{R_{BE_i} - h}{R_{BE_i}} \right)$$

$$A2 = 0,5R_{BI_e}^2(\beta_2 - \sin \beta_2) \quad (\text{E.10})$$

$$h \leq R_{BE_i} - R_{BI_e} \quad : \quad \beta_2 = 0$$

$$h \geq R_{BE_i} + R_{BI_e} \quad : \quad \beta_2 = 2\pi$$

$$\text{Sinon} \quad : \quad \beta_2 = 2 \cos^{-1} \left( \frac{R_{BE_i} - h}{R_{BI_e}} \right)$$

Ce volume est ajouté aux volumes précédents.

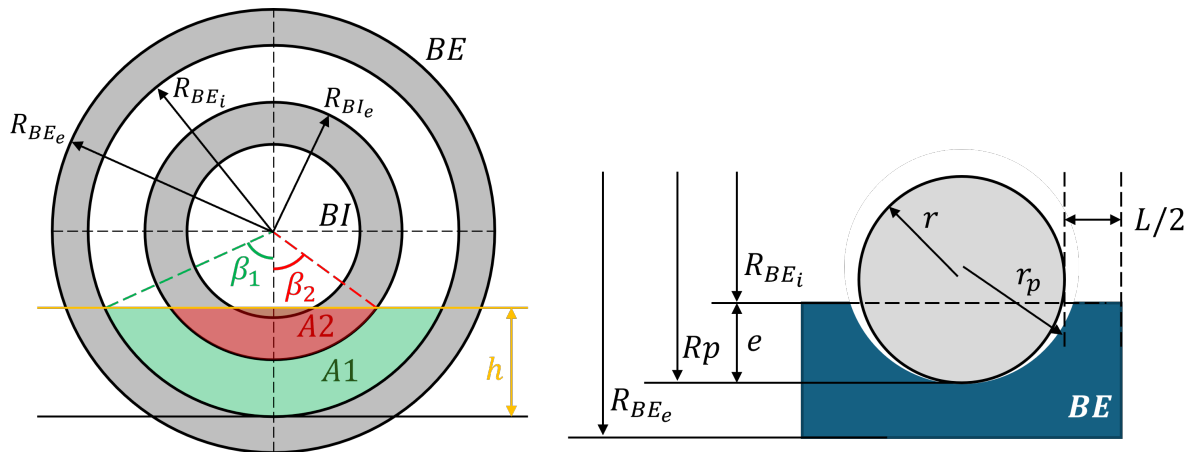


FIGURE E.3 – Calcul du volume entre les épaulements des bagues

Dans un troisième temps, le volume  $V_b$  des billes est calculé (Figure E.4).

$$V_b = \sum_{i=0}^Z \frac{\pi}{3} (3r^2(x_i + r) - (x_i^3 + r^3)) \quad (\text{E.11})$$

$$\begin{aligned} x_i &= \max(\min(H - h_i; r); -r) \\ h_i &= d_m/2 + r - y_i \\ y_i &= d_m/2 \cos \varphi_i \\ \varphi_i &= 2\pi i/Z \end{aligned}$$

Le volume  $V_b$  est soustrait du volume total  $V1 + V2 + V3$ .

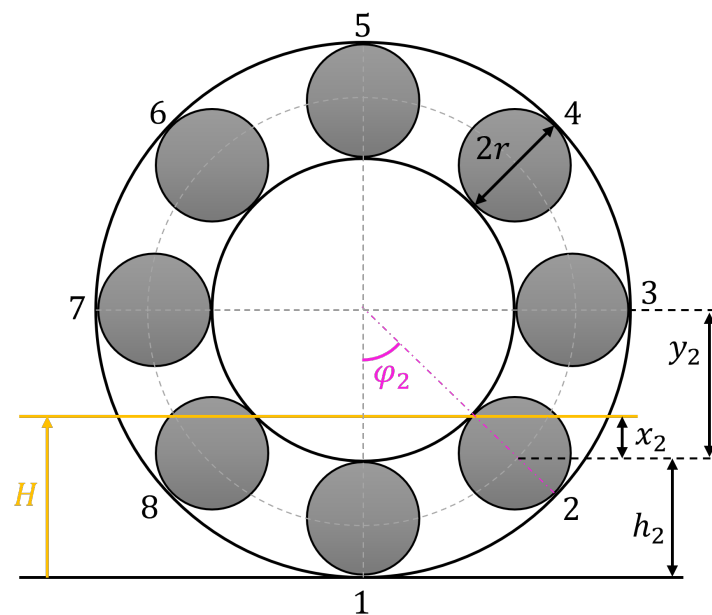


FIGURE E.4 – Calcul du volume des billes immergées (exemple pour  $i=2$ )

Pour finir, la géométrie de la cage étant complexe, celle-ci est assimilée à deux cylindres équivalents. La masse volumique et la masse de la cage étant connues, son volume total est estimé par  $m_c/\rho_c$ . La longueur  $L_c$  des deux cylindres est calculée :

$$2L_c = V_c/(\pi/4(d_e^2 - d_i^2))$$

avec  $d_e$  et  $d_i$  les diamètres extérieur et intérieur de la cage. Le calcul du volume  $V_c$  de la cage immergée est calculé de manière analogue au volume  $V3$  (un cylindre immergé). Le volume total du bain d'huile dans le roulement est donc  $(V1 + V2) + V3 - V_b - V_c$ .

Les résultats analytiques ont été comparés à des modèles CAO pour différentes hauteurs de bain. L'erreur relative moyenne est inférieure à 5%.

Pour savoir si anneau d'huile se forme, le volume critique doit d'abord être calculé :

$$V_{crit} = 2\pi S R_{BE_i} \quad (\text{E.12})$$

$$\begin{aligned} S &= A + L_{BE}(R_{BE_i} - R_{cage}) \\ A &= 0,5r^2(\theta - \sin \theta) \\ \theta &= 2 \cos^{-1} \left( \frac{r_p - e}{r_p} \right) \end{aligned}$$

Si le volume du bain est supérieur au volume critique, alors un anneau d'huile est formé. Dans ce cas, le volume supplémentaire au volume critique doit être réparti en anneau afin de calculer le maître couple :

$$\begin{aligned} dV &= V_{bain} - V_{crit} \\ dh &= dV/(\pi L_{BE} d_m) \\ h &= e + (R_{BE_i} - R_{cage}) + dh \\ A_m &= \frac{1}{2}r^2 \left( 2 \cos^{-1} \left( \frac{r-h}{r} \right) - \sin \left( 2 \cos^{-1} \left( \frac{r-h}{r} \right) \right) \right) \end{aligned}$$

avec  $dV$  et  $dh$  le volume et l'épaisseur supplémentaire de l'anneau pour un volume supérieur au volume critique.

# Table des figures

1	Production et consommation globales d'énergie dans les principaux secteurs économiques (2014) [3] . . . . .	1
2	Répartition des pertes de puissance d'un réducteur haute vitesse de voiture [7] . . . . .	3
1.1	Schémas de roulements [10] . . . . .	8
1.2	Ellipse au niveau du contact entre bille et bague avec $\vec{x}$ la direction de roulement et $\vec{y}$ la direction transverse parallèle à l'axe de rotation du roulement	11
1.3	Pertes par roulement hydrodynamique d'un roulement à billes (ref. 6311), en fonction de la vitesse de rotation, calculées avec les différents modèles pour trois cas de charges radiales . . . . .	15
1.4	Déplacements des éléments roulants engendrant de la traînée et du brassage	18
1.5	Exemples de modélisations thermiques par éléments finis : (a) bague intérieure d'un roulement à billes [73] ; (b) roulement à rouleaux coniques à double rangée [71] . . . . .	22
1.6	Réseau thermique avec une représentation simplifiée du roulement [19] . . .	23
1.7	Réseau thermique [56] . . . . .	24
1.8	Schéma des résistances thermiques de transport entre les différents nœuds d'huiles et les débits associés . . . . .	27
2.1	Photo du banc d'essais et des blocs . . . . .	35
2.2	Schéma du banc d'essais . . . . .	35
2.3	Schémas des modes de lubrification du bloc mesure . . . . .	36
2.4	Schéma de principe pour l'étalonnage du banc d'essais . . . . .	37
2.5	Résultats de l'étalonnage pour six vitesses de rotation et trois charges . . .	38
2.6	Affichage des résultats d'essais . . . . .	39
2.7	Méthodologie pour la mesure des pertes des joints à lèvres . . . . .	40
2.8	Couple en fonction de la température moyenne des bagues extérieures des blocs supports . . . . .	41
2.9	Photo des roulements . . . . .	42
3.1	Implication du taux de pénétration dans la modélisation des pertes et des échanges . . . . .	50
3.2	Schéma pour le concept du taux de pénétration . . . . .	50
3.3	Mesures du taux de pénétration en fonction de la vitesse de rotation pour les deux roulements testés . . . . .	51
3.4	Calcul des erreurs, des incertitudes et des écarts relatifs moyens . . . . .	51
3.5	Influence de la charge radiale sur les pertes du roulement 6311 . . . . .	52
3.6	Influence de la vitesse de rotation sur les pertes des roulements à une température moyenne des bagues égale à 60°C . . . . .	53

3.7	Pertes des roulements 6311 et 6208 à différents débits d'injection en fonction du produit $N.d_m$ . . . . .	53
3.8	Influence du débit d'injection sur les pertes des roulements . . . . .	54
3.9	Pertes d'un roulement en fonction de la vitesse de rotation pour différents débits (à partir des résultats de [82]) . . . . .	55
3.10	Influence de la température de l'huile injectée sur les pertes des roulements	55
3.11	Influence des dimensions des roulements avec les ratios entre les pertes du roulement 6311 et 6208 . . . . .	56
3.12	Influence du nombre de billes sur les pertes du roulement 6311 . . . . .	57
3.13	Résultats des simulations numériques en CFD pour les roulements 6208 et 6311 avec le coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds . . .	58
3.14	Pertes des roulements 6311 et 6208 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de SKF . . . . .	59
3.15	Pertes des roulements 6311 et 6208 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de SKF et une version modifiée de ce dernier . . . . .	60
3.16	Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle de SKF à différentes vitesses de rotation et comparaison avec les mesures .	61
3.17	Comparaison des pertes par traînée calculées par le modèle de SKF et le modèle local, pour le roulement 6311 à 9700 tr/min . . . . .	61
3.18	Pertes des roulements 6311 et 6208 à 6400 tr/min et résultats du modèle de Harris pour différents $f_0$ . . . . .	62
3.19	Pertes du roulement 6311 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle de Harris pour $f_0 = 1,65$ . . . . .	64
3.20	Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle de Harris à différentes vitesses de rotation et comparées avec les mesures .	65
3.21	Pertes du roulement 6311 à différentes vitesses et comparaison avec le modèle local et le modèle de Harris avec un $f_0$ optimisé . . . . .	66
3.22	Répartition des pertes des roulements 6311 et 6208 calculées avec le modèle local à différentes vitesses de rotation et comparées avec les mesures et le modèle de Harris . . . . .	67
3.23	Discrétisation en plusieurs nœuds du roulement 6311 et de son environnement	69
3.24	Réseau thermique sans injection en refroidissement . . . . .	70
3.25	Modélisation de l'évolution des températures lors d'essais en refroidissement pour les roulements 6311 et 6208 avec un réseau thermique . . . . .	70
3.26	Erreurs absolues moyennes des températures lors d'essais en refroidissement	71
3.27	Réseau thermique en injection . . . . .	71
3.28	Réseau thermique détaillé du roulement pour les deux types de modèles de pertes considérés . . . . .	72
3.29	Comparaison des pertes estimées à l'aide du réseau thermique et des pertes globales ou locales avec les pertes mesurées à différentes vitesses de rotation	73
3.30	Erreurs absolues moyennes des températures entre les résultats du réseau et les mesures, pour le roulement 6311, à 15 l/h et 35 l/h, pour deux modèles de pertes, sur l'ensemble de la plage de vitesses . . . . .	73
3.31	Erreurs absolues moyennes des températures entre les résultats du réseau et les mesures, pour le roulement 6208, à 5 l/h et 15 l/h, pour deux modèles de pertes, sur l'ensemble de la plage de vitesses . . . . .	73
3.32	Influence du débit d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6311 à 6400 tr/min . . . . .	74



3.33	Influence du débit d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6208 à 6400 tr/min . . . . .	75
3.34	Influence de la température d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6311 à 9700 tr/min . . . . .	75
3.35	Influence de la température d'injection sur les pertes et les températures du roulement 6208 à 9700 tr/min . . . . .	76
3.36	Influence des dimensions sur les pertes et les températures des deux roulements à 6400 tr/min et lubrifiés à 15 l/h et 60°C . . . . .	76
3.37	Coefficient de traînée en fonction du Reynolds pour toutes les configurations	77
3.38	Répartition des pertes dans le roulement 6311 avec 4 billes à 6400 tr/min et 9700 tr/min, avec le coefficient de traînée pour huit et quatre billes . . .	78
3.39	Prédiction de l'évolution des pertes et des températures du roulement 6311 avec quatre billes à 6400 tr/min et 9700 tr/min . . . . .	78
3.40	Évolution des pertes du roulement 6311 avec huit et quatre billes à 6400 tr/min . . . . .	79
4.1	Schéma de principe du bloc avec un roulement lubrifié par barbotage . . .	85
4.2	Représentation des quatre niveaux d'huile appliqués au roulement 6311 . .	85
4.3	Bloc du roulement 6208 avec une demi-bille immergée, au repos . . . . .	86
4.4	Photos du bouchon transparent et de l'intérieur du bloc une fois que le bouchon est installé . . . . .	86
4.5	Photos du bain pour de faibles immersions du roulement (0.5B et 1B), situé sur la gauche . . . . .	88
4.6	Photos de deux roulements avec une hauteur de bain d'huile faible . . . . .	89
4.7	Photos du bain pour d'importantes immersions du roulement (3B et 0.5A) avec la fenêtre . . . . .	89
4.8	Photos du bain pour d'importantes immersions du roulement (3B et 0.5A) avec le bouchon . . . . .	90
4.9	Photos d'un roulement et d'un train épicycloïdal lubrifiés par barbotage . .	90
4.10	Schéma pour l'analogie entre un train épicycloïdal et un roulement . . . . .	91
4.11	Présence d'un anneau en fonction du volume d'huile . . . . .	91
4.12	Pertes des roulements 6311 et 6208 avec différents types de joints . . . . .	93
4.13	Comparaison des pertes des roulements 6311 et 6208 entre une lubrification par injection et une lubrification par barbotage avec une demi-bille immergée	94
4.14	Influence du nombre de billes et du mode de lubrification sur les pertes du roulement 6311 . . . . .	95
4.15	Influence du niveau d'huile sur les pertes du roulement 6311 à 6400 tr/min	96
4.16	Influence du niveau d'huile sur les pertes du roulement 6208 à 6400 tr/min	96
4.17	Pertes des roulements 6311 et 6208 lubrifiés par barbotage comparées aux pertes du modèle de Harris . . . . .	98
4.18	Pertes des roulements 6311 et 6208 lubrifiés par barbotage comparées aux pertes du modèle de SKF . . . . .	99
4.19	Comparaison des pertes expérimentales et prédites par le modèle de SKF entre deux modes de lubrification . . . . .	99
4.20	Pertes du roulement 6311 lubrifié par barbotage comparées aux pertes du modèle local et du modèle de Harris . . . . .	100
4.21	Pertes du roulement 6208 lubrifié par barbotage comparées aux pertes du modèle local et du modèle de Harris . . . . .	100

4.22	Discrétisation en plusieurs nœuds du roulement 6311 lubrifié par barbotage et de son environnement . . . . .	101
4.23	Réseau thermique d'un roulement avec une demi-bille immergée en refroidissement . . . . .	102
4.24	Évolution des températures du roulement 6311 et erreurs absolues moyennes entre les températures modélisées et expérimentales des deux roulements avec une demi-bille immergée en refroidissement . . . . .	103
4.25	Réseau thermique du roulement 6311 lubrifié par un bain qui atteint la moitié de l'élément le plus bas . . . . .	104
4.26	Évolution des températures calculées et mesurées des bagues du roulement 6311 pour différents cas de montage du banc . . . . .	104
4.27	Erreurs absolues moyennes pour les deux roulements et avec deux modèles de pertes . . . . .	105
4.28	Évolution des températures expérimentales et calculées pour le roulement 6208 à 6400 tr/min et faiblement immergé (0.5B) . . . . .	105
4.29	Pertes mesurées du roulement 6311 à 6400 tr/min et calculées par les modèles global et local pour différents niveaux d'huile . . . . .	106
4.30	Comparaison des pertes expérimentales du roulement 6311 avec les pertes calculées par le modèle de SKF pour différents niveaux d'huile et à 6400 tr/min . . . . .	107
4.31	Comparaison des pertes expérimentales du roulement 6311 à 6400 tr/min avec les pertes calculées par le modèle de Harris selon la société Schaeffler [96] . . . . .	107
4.32	Évolution du volume du bain dans le roulement et du nombre de billes immergées en fonction du niveau d'huile relatif . . . . .	108
4.33	Comparaison du taux d'immersion du roulement 6311 et de la fonction $V_M$ de SKF . . . . .	109
4.34	Calcul des pertes par traînée des roulements 6311 et 6208 à 50°C et 6400 tr/min . . . . .	110
4.35	Comparaison des mesures et du modèle de Harris avec la traînée pour les roulements 6311 et 6208 avec plusieurs niveaux d'huile à 6400 tr/min . . . . .	111
4.36	Valeur moyenne des écarts entre les pertes avec une demi-bille immergée et les autres niveaux d'immersion . . . . .	111
4.37	Valeur moyenne des écarts entre les pertes avec une demi-bille immergée et les autres niveaux d'immersion (modèle de SKF modifié) . . . . .	112
4.38	Réseau thermique d'un roulement avec trois billes immergées en refroidissement . . . . .	113
4.39	Évolution des températures du roulement 6311 et erreurs absolues moyennes entre les températures modélisées et expérimentales en refroidissement . . . . .	114
4.40	Réseau thermique d'un roulement lubrifié par barbotage avec trois billes immergées ou plus . . . . .	115
4.41	Erreurs absolues entre les températures calculées et mesurées pour les roulements 6311 et 6208 avec des immersions élevées . . . . .	115
4.42	Influence de l'anneau d'huile sur les évolutions de températures des bagues des roulements 6311 et 6208 à 6400 tr/min et 9700 tr/min . . . . .	116
5.1	Photos d'un réducteur avec un carter transparent pour observer les écoulements, lubrifié par un bain d'huile [99] . . . . .	120

5.2	Schéma d'un roulement lubrifié par injection et barbotage avec un renouvellement du bain d'huile . . . . .	121
5.3	Évolution des pertes générées par le roulement 6208 avec la vitesse de rotation dans le cas des lubrifications par barbotage et mixte . . . . .	122
5.4	Comparaison des pertes mesurées du roulement 6208 à 9700 tr/min pour trois modes de lubrification . . . . .	122
5.5	Comparaison des pertes mesurées et calculées avec le modèle de Harris pour deux modes de lubrification . . . . .	123
5.6	Comparaison de l'évolution des températures des bagues du roulement 6208 pour différents modes de lubrification . . . . .	124
5.7	Comparaison des températures mesurées des bagues du roulement 6208 après 800 s d'essais . . . . .	125
5.8	Comparaison des températures des bagues du roulement 6208 lubrifié en injection à 25°C et 60°C après 800 secondes . . . . .	126
5.9	Comparaison de l'évolution des températures des bagues du roulement 6208 pour différents modes de lubrification . . . . .	126
5.10	Comparaison des températures mesurées des bagues du roulement 6208 après 1250 s d'essais . . . . .	127
A.1	Comparaison entre la fonction $V_M$ calculée et la courbe donnée dans le catalogue SKF [62] . . . . .	135
B.1	Maillage pour le cas d'un bille entre deux bagues . . . . .	136
B.2	Coefficients de traînée obtenus pour différentes simulations numériques . . . . .	137
D.1	Dimensions du carter pour les calculs des résistances . . . . .	139
D.2	Dimensions de l'arbre pour le calcul des résistances . . . . .	139
D.3	Dimensions des carters latéraux pour les calculs des résistances . . . . .	140
D.4	Schéma de l'ensemble du bloc avec son roulement . . . . .	140
E.1	Étapes pour le calcul du volume du bain d'huile dans le roulement : a) volume d'un tore, b) volume entre les bagues, c) volume sans les billes, d) volume dans le roulement . . . . .	144
E.2	Calcul du volume du tore à l'intérieur du roulement . . . . .	145
E.3	Calcul du volume entre les épaulements des bagues . . . . .	146
E.4	Calcul du volume des billes immergées (exemple pour $i=2$ ) . . . . .	146

# Liste des tableaux

2.1	Caractéristiques des capteurs sur le banc d'essais . . . . .	36
2.2	Caractéristiques et dimensions des roulements étudiés . . . . .	42
2.3	Caractéristiques de l'huile utilisée . . . . .	43
2.4	Valeurs de $N.d_m$ pour chaque roulement testé et aux différentes vitesses . . . . .	44
2.5	Pourcentage de la charge statique appliquée radialement sur chaque roulement . . . . .	44
3.1	Matrice d'essais pour les mesures des pertes et des températures avec le roulement 6311 . . . . .	49
3.2	Matrice d'essais pour les mesures des pertes et des températures avec le roulement 6208 . . . . .	49
3.3	Erreurs relatives moyennes entre les pertes du modèle de SKF et les résultats expérimentaux pour différentes vitesses de rotation . . . . .	59
3.4	Erreurs relatives à des températures moyennes élevées des modèles de SKF et celui modifié par rapport aux résultats expérimentaux pour différentes vitesses de rotation . . . . .	60
3.5	Erreurs relatives moyennes entre le modèle de Harris et les mesures à 6400 tr/min pour différentes valeurs de $f_0$ . . . . .	63
3.6	Erreurs relatives entre le modèle de Harris et les résultats expérimentaux à différentes vitesses de rotation . . . . .	64
3.7	Erreurs et écarts relatifs du modèle local par rapport aux résultats expérimentaux et à ceux du modèle de Harris à haute température . . . . .	66
3.8	Valeurs expérimentales et analytiques du paramètre $f_0$ pour les deux roulements testés . . . . .	68
3.9	Erreurs moyennes sur les pertes calculées par les modèles avec un réseau thermique, par rapport aux mesures et entre elles . . . . .	74
4.1	Matrice d'essais pour l'observation du bain d'huile dans le bloc du roulement 6208 . . . . .	87
4.2	Matrice d'essais pour les mesures des pertes et des températures des roulements 6311 et 6208 . . . . .	87
4.3	Erreurs et écarts relatifs moyens du modèle local par rapport aux résultats expérimentaux et au modèle de Harris . . . . .	100
D.1	Résistances thermiques d'un roulement lubrifié par injection . . . . .	141
D.2	Résistances thermiques d'un roulement lubrifié par barbotage . . . . .	142
D.3	Résistances thermiques de convection en barbotage quand l'huile dans le roulement est un brouillard . . . . .	143
D.4	Résistances thermiques de convection en barbotage quand l'huile dans le roulement est un anneau . . . . .	143



# Bibliographie

- [1] E. Ciulli, “Vastness of Tribology Research Fields and Their Contribution to Sustainable Development,” *Lubricants*, 2024.
- [2] K. Holmberg and A. Erdemir, “The impact of tribology on energy use and CO2 emission globally and in combustion engine and electric cars,” *Tribology International*, vol. 135, no. January, pp. 389–396, 2019.
- [3] —, “Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions,” *Friction*, vol. 5, no. 3, pp. 263–284, 2017.
- [4] European Environment Agency, *Decarbonising road transport - the role of vehicles, fuels and transport demand*, 2022, no. 02.
- [5] International Energy Agency, “Global EV Outlook 2023,” Tech. Rep., 2023.
- [6] D. Niel, “Étude du comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses,” Ph.D. dissertation, Lyon, INSA, 2019.
- [7] A. Neurouth, “Étude de la performance énergétique d’une transmission de puissance haute vitesse,” Ph.D. dissertation, Lyon, INSA, 2016.
- [8] C. Fossier, C. Changenet, F. Ville, D. Barday, and V. Berier, “Investigations on Drive Axle Thermal Behaviour : Power Loss and Heat-Transfer Estimations,” *SAE International Journal of Engines*, vol. 11, no. 1, pp. 55–66, 2018.
- [9] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Vexlex, “Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox,” *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, vol. 128, no. 3, pp. 618–625, 2006.
- [10] NTN Corporation, *Roulements à billes et à rouleaux*, 2007.
- [11] T. A. Harris and M. N. Kotzalas, *Rolling Bearing Analysis : Essential Concepts of Bearing Technology*. Taylor & Francis, 2006.
- [12] SKF Group, *Roulements*, 2019.
- [13] C. H. Simmons, D. E. Maguire, and N. Phelps, “Bearings and applied technology,” *Manual of Engineering Drawing*, pp. 519–545, 2020.
- [14] J. Takabi and M. M. Khonsari, “Experimental testing and thermal analysis of ball bearings,” *Tribology International*, vol. 60, no. February, pp. 93–103, 2013.

- [15] W. Peterson, T. Russell, F. Sadeghi, and M. T. Berhan, “Experimental and analytical investigation of fluid drag losses in rolling element bearings,” *Tribology International*, vol. 161, p. 107106, 2021.
- [16] T. Russell and F. Sadeghi, “The effects of lubricant starvation on ball bearing cage pocket friction,” *Tribology International*, vol. 173, no. April, p. 107630, 2022.
- [17] F. de Cadier de Veauce, L. Darul, Y. Marchesse, T. Touret, C. Changenet, F. Ville, L. Amar, and C. Fossier, “Power losses of oil-jet lubricated ball bearings with limited applied load : Part 2—experiments and model validation,” *Tribology Transactions*, vol. 66, no. 5, pp. 822–831, 2023.
- [18] L. Darul, T. Touret, C. Changenet, and F. Ville, “Power losses of oil-jet lubricated ball bearings with limited applied load : Part 1—theoretical analysis,” *Tribology Transactions*, vol. 66, no. 5, pp. 801–808, 2023.
- [19] P. Brossier, D. Niel, C. Changenet, F. Ville, and J. Belmonte, “Experimental and numerical investigations on rolling element bearing thermal behaviour,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 2020.
- [20] D. Niel, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, “A new test rig to study rolling element bearing thermomechanical behavior,” in *International Gear Conference*, no. October, Lyon, 2018, pp. 121–133.
- [21] R. J. Parker, “Comparison of Predicted and Experimental Thermal Performance of Angular Contact Ball Bearings,” *NASA Technical Paper*, vol. 2275, pp. 1–16, 1984.
- [22] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and A. Arnaudon, “Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 228, no. 11, pp. 1266–1275, 2014.
- [23] D. Niel, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, “Thermomechanical study of high speed rolling element bearing : A simplified approach,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 233, no. 4, pp. 541–552, 2019.
- [24] L. Darul, T. Touret, C. Changenet, and F. Ville, “Power Loss Analysis of an Oil-Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearing : Theoretical and Experimental Investigations,” *Lubricants*, vol. 12, no. 14, p. 20, 2024.
- [25] J. Rumbarger, E. Filetti, and D. Gubernick, “Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing-System Analysis,” *Journal of lubrication technology*, pp. 401–416, 1973.
- [26] R. S. Zhou and M. R. Hoepfich, “Torque of tapered roller bearings,” *Journal of Tribology*, vol. 113, no. 3, pp. 590–597, 1991.
- [27] D. Nelias, “Influence de la lubrification sur la puissance dissipée dans les roulements à rouleaux cylindriques,” pp. 143–154, 1994.
- [28] D. Nelias, J. Seabra, L. Flamand, and G. Dalmaz, “Power loss prediction in high-speed roller bearings,” in *Tribology Series*. Elsevier, 1994, vol. 27, pp. 465–478.

- [29] C. M. Fernandes, P. M. Marques, R. C. Martins, and J. H. Seabra, “Gearbox power loss. Part I : Losses in rolling bearings,” *Tribology International*, vol. 88, pp. 298–308, 2015.
- [30] Y. Marchesse, C. Changenet, and F. Ville, “Drag Power Loss Investigation in Cylindrical Roller Bearings Using CFD Approach,” *Tribology Transactions*, vol. 62, no. 3, pp. 403–411, 2019.
- [31] J. A. Cruz, P. M. Marques, J. H. Seabra, and R. C. Martins, “Tandem tapered roller bearings no-load torque loss in a rear axle gear transmission,” *Tribology International*, vol. 157, no. November 2020, p. 106876, 2021.
- [32] NTN-SNR, *Industry Lubrication*, 2020.
- [33] Schaeffler, *Lubrication of Rolling Bearings*, 2013, no. Mars.
- [34] P. M. Lugt, “A review on grease lubrication in rolling bearings,” *Tribology Transactions*, vol. 52, no. 4, pp. 470–480, 2009.
- [35] P. Brossier, “Combined analytical and empirical modelling of power losses in rolling element bearings,” Ph.D. dissertation, Lyon, INSA, 2020.
- [36] W. M. Hannon, T. A. Barr, and S. T. Froelich, “Rolling-element bearing heat transfer—part iii : Experimental validation,” *Journal of Tribology*, vol. 137, no. 3, p. 031104, 2015.
- [37] G. E. Morales-Espejel and A. W. Wemekamp, “An engineering drag losses model for rolling bearings,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 2023.
- [38] F. Pouly, “Modélisation thermo mécanique d’un roulement à billes grande vitesse,” Ph.D. dissertation, Lyon, INSA, 2010.
- [39] T. Harris, *Rolling Bearing Analysis Third Edition*. John Wiley & sons, Inc, 1991.
- [40] A. B. Jones, “Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings,” *Journal of Basic Engineering*, vol. 81, no. 1, pp. 1–12, 1959.
- [41] C. A. Coulomb, *Théorie Des Machines Simples*, bachelier ed., 1821.
- [42] P. K. Gupta, *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. New-York : Springer, 1984.
- [43] B. J. Hamrock and W. J. Anderson, “Rolling-Element Bearings,” *NASA reference publication*, vol. 1105, pp. 1–63, 1983.
- [44] S. Aamer, F. Sadeghi, T. Russell, W. Peterson, H. Grillenberger, S. Aamer, F. Sadeghi, T. Russell, and W. Peterson, “Lubrication , Flow Visualization , and Multi-phase CFD Modeling of Ball Bearing Cage,” *Tribology Transactions*, vol. 65, no. 6, pp. 1088–1098, 2022.
- [45] U. Arya, F. Sadeghi, S. Aamer, A. Meinel, and H. Grillenberger, “In Situ Visualization and Analysis of Oil Starvation in Ball Bearing Cages,” *Tribology Transactions*, vol. 66, no. 5, pp. 965–978, 2023.



- [46] J. Tevaarwerk and K.L. Johnson, "The influence of fluid rheology on the performance of traction drives," *ASLE Transactions Journal of lubrication technology*, vol. 101, pp. 266–274, 1979.
- [47] L. Paouris, R. Rahmani, S. Theodossiades, H. Rahnejat, G. Hunt, and W. Barton, "An Analytical Approach for Prediction of Elastohydrodynamic Friction with Inlet Shear Heating and Starvation," *Tribology Letters*, vol. 64, no. 1, pp. 1–18, 2016.
- [48] B. J. Hamrock and D. Dowson, "Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts : PartIV- Starvation results," *Transactions of ASME Journal of lubrication technology*, pp. 16–22, 1977.
- [49] N. Biboulet and L. Houpert, "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*, vol. 224, no. 8, pp. 777–787, 2010.
- [50] D. Dowson and G. R. Higginson, *Elasto-hydrodynamic lubrication. SI Edition : international series on materials science and technology*. Pergamon Press, 1977.
- [51] L. Houpert, "Piezoviscous-rigid rolling and sliding traction forces, application : The rolling element-cage pocket contact," *Journal of Tribology*, vol. 109, no. 2, pp. 363–370, 1987.
- [52] D. E. Brewe and B. J. Hamrock, "Analysis of Starvation Effects on Hydrodynamic Lubrication in Nonconforming Contacts," *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, vol. 104, no. July, pp. 410–417, 1982.
- [53] H. Moes, "Optimum similarity analysis with applications lubrication to elastohydrodynamic," *Wear*, vol. 159, pp. 57–66, 1992.
- [54] K. L. Johnson, "Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication," *Journal Mechanical Engineering Science*, vol. 12, no. I, pp. 9–16, 1970.
- [55] H. Schlichting and K. Gersten, *Boundary-layer theory*. springer, 2016.
- [56] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Vexex, and B. Damiens, "Power loss predictions in high-speed rolling element bearings using thermal networks," *Tribology Transactions*, vol. 53, no. 6, pp. 957–967, 2010.
- [57] T. A. Harris and M. H. Mindel, "Rolling element bearing dynamics," *Wear*, vol. 23, pp. 311–337, 1973.
- [58] H. S. Isbin, N. C. Sher, and K. C. Eddy, "Void Fractions in Two-phase Steam-water Flow," *AIChE Journal*, vol. 3, no. 1, pp. 136–142, 1957.
- [59] Z. M. Yuan, M. Chen, L. Jia, C. Ji, and A. Incecik, "Wave-riding and wave-passing by ducklings in formation swimming," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 928, pp. 1–11, 2021.
- [60] Y. Marchesse, C. Changenet, and F. Ville, "Numerical Investigations on Drag Coefficient of Balls in Rolling Element Bearing," *Tribology Transactions*, vol. 57, no. 5, pp. 778–785, 2014.

- [61] Y. Marchesse, C. Changenet, F. Ville, and P. Velez, "Numerical investigation of the cage and rings influence on the ball drag coefficient," *Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition 2015*, no. May, pp. 701–703, 2015.
- [62] SKF, *Rolling bearings catalog*, 2013.
- [63] V. Paleu and D. Nelias, "On Kerosene Lubrication of Hybrid Ball Bearings," in *International Conference on Diagnosis and Prediction in Mechanical Engineering Systems*, no. October 2007, 2007, pp. 50–56.
- [64] T. K. Aldoss and T. W. Abou-Arab, "Experimental study of the flow around a rotating cylinder in crossflow," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 3, no. 3, pp. 316–322, 1990.
- [65] E. Achenbach, "Distribution of local pressure and skin friction around a circular cylinder in cross-flow up to  $Re=5*106$ ," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 625–639, 1968.
- [66] W. Gao, Y. Lyu, Z. Liu, and D. Nelias, "Validation and application of a numerical approach for the estimation of drag and churning losses in high speed roller bearings," *Applied Thermal Engineering*, vol. 153, no. March, pp. 390–397, 2019.
- [67] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer, and H. Schwarze, "Calculation approach of drag and churning losses of rolling bearings," in *International Bearing Conference*, 2016, pp. 78–81.
- [68] "Roulements — Charges statiques de base," International Organization for Standardization, Standard, 2006.
- [69] A. Dindar, I. Hong, A. Garg, and A. Kahraman, "A Methodology to Measure Power Losses of Rolling Element Bearings under Combined Radial and Axial Loading Conditions," *Tribology Transactions*, vol. 65, no. 1, pp. 137–152, 2021.
- [70] J. Holman, *Heat transfert, tenth edition*. McGraw-Hill, 2010.
- [71] C. M. Tarawneh, A. A. Fuentes, J. A. Kypuros, L. A. Navarro, A. G. Vaipan, and B. M. Wilson, "Thermal Modeling of a Railroad Tapered-Roller Bearing Using Finite Element Analysis," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 4, no. 3, 2012.
- [72] J. R. Brown and N. H. Forster, "Carbon-Phenolic Cages for High-Speed Bearings. Part III - Development of Numerical Models for Heat Generation and Temperature Prediction in Lightly Lubricated Bearings," Air Force Research Laboratory, Tech. Rep. January, 2003.
- [73] M. Flouros, P. Gloeckner, M. Hirschmann, M. Martin, F. Cottier, and D. Papailia, "Experimental and Numerical Investigation of the Outer Ring Cooling Concept in a Hybrid and in an All-Steel Ball Bearing Used in Aero-Engines by the Introduction of a Helical Duct," *Aerospace*, vol. 5, no. 1, p. 23, 2018.

- [74] T. Sibilli and U. Igie, “Transient Thermal Modeling of Ball Bearing Using Finite Element Method,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 140, no. 3, 2018.
- [75] W. Ramdane, C. Changenet, S. Seghir-Ouali, C. Chevrel-Fraux, and P. Casanova, “Transient thermal model of a planetary gear set based on a uniform temperature approach,” *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research*, vol. 87, no. 3, pp. 1117–1127, 2023.
- [76] A. Monot, C. Changenet, and F. Ville, “Designing a Thermal Network of a Mechanical Reducer Used for Predictive Maintenance. Determination of Needed Bearing Discretization Level,” in *Book of Abstracts. Porto-Lyon Seminar 2021*, Lyon, 2022, p. 32.
- [77] L. Manin and D. Play, “Thermal Behavior of Power Gearing Transmission , Numerical Prediction , and Influence of Design Parameters,” *Journal of Tribology*, vol. 121, no. 4, pp. 693–702, 1999.
- [78] G. Koffel, F. Ville, C. Changenet, and P. Velex, “Investigations on the power losses and thermal effects in gear transmissions,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 223, no. 3, pp. 469–479, 2009.
- [79] C. Fossier, T. Touret, G. Lefort, and C. Changenet, “Thermal behavior in rolling bearing applications : Comparison of steel and ceramic materials applied to tapered rollers,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 237, no. 5, pp. 1085–1097, 2023.
- [80] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and B. Damiens, “Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 224, no. 9, pp. 925–933, 2010.
- [81] C. M. Tarawneh, K. D. Cole, B. M. Wilson, and F. Alnaimat, “Experiments and models for the thermal response of railroad tapered-roller bearings,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 25-26, pp. 5794–5803, 2008.
- [82] G. Giannetti, E. Meli, A. Rindi, A. Ridolfi, Z. Shi, A. Tangredi, B. Facchini, T. Fondelli, and D. Massini, “Modeling and experimental study of power losses in a rolling bearing,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 234, no. 8, pp. 1332–1351, 2020.
- [83] H. Blok, “The flash temperature concept,” *Journal of wear*, vol. 6, no. 6, pp. 483–493, 1963.
- [84] —, “La méthode des réseaux thermiques pour le calcul des températures de masse dans les transmissions à engrenages,” *Société d’études de l’industrie de l’engrenage*, no. 59, pp. 3–13, 1970.
- [85] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, “Thermal resistance models for non-circular moving heat sources on a half space,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 123, no. 4, pp. 624–632, 2001.

- [86] A. Baïri, N. Alilat, J. G. Bauzin, and N. Laraqi, “Three-dimensional stationary thermal behavior of a bearing ball,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, no. 6, pp. 561–568, 2004.
- [87] K. M. Becker, “Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 6, no. 12, pp. 1053–1062, 1963.
- [88] A. O. Lebeck, *Principles and Design of Mechanical Face Seals*, wiley ed., New-York, 1991.
- [89] C. Changenet, “Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages,” Ph.D. dissertation, 2006.
- [90] J. R. Dormand and P. J. Prince, “A reconsideration of some embedded Runge-Kutta formulae,” *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 15, no. 2, pp. 203–211, 1986.
- [91] L. F. Shampine, “Some Practical Runge-Kutta Formulas,” *Mathematics of Computation*, vol. 46, no. 173, pp. 135–150, 1986.
- [92] Simrit, “Radialwellendichtringe,” Katalog Nr. 100, 1976.
- [93] “Engrenages — Capacité thermique — Partie 2 : Capacité de charge thermique,” International Organization for Standardization, Standard, 2001.
- [94] “Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale - Partie 1 : principes de base, introduction et facteurs généraux d’influence,” International Organization for Standardization, Standard, 2020.
- [95] “Engrenages — Capacité thermique — Partie 1 : Capacité des transmissions par engrenages pour une température de bain d’huile de 95 °C,” International Organization for Standardization, Standard, 2001.
- [96] S. S. France. Friction and increases in temperature. [Online]. Available : <https://medias.schaeffler.fr/fr/friction-and-increases-in-temperature>
- [97] L. Darul, “étude du comportement thermomécanique des roulements à billes faiblement chargés,” Ph.D. dissertation, INSA Lyon, 2024.
- [98] J. B. Boni, C. Changenet, and F. Ville, “Analysis of Flow Regimes and Associated Sources of Dissipation in Splash Lubricated Planetary Gear Sets,” *Journal of Tribology*, vol. 143, no. 11, 2021.
- [99] A. Levillain and S. Ameye, “Splash lubrication simulation of a high-speed EV reducer using a SPH tool,” in *SIA Simulation numérique*, 2021, p. 7.
- [100] G. Leprince, C. Changenet, F. Ville, and P. Velez, “Investigations on oil flow rates projected on the casing walls by splashed lubricated gears,” *Advances in Tribology*, vol. 2012, 2012.



## FOLIO ADMINISTRATIF

### THÈSE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : **DE CADIER DE VEAUCE**

DATE de SOUTENANCE : **06/06/2024**

Prénoms : **Florian, Raphaël**

TITRE : **Étude des sources de pertes et des transferts thermiques au sein de paliers à éléments roulants**

NATURE : **Doctorat**

Numéro d'ordre : **2024ISAL0045**

École Doctorale : **ED 162 - MEGA - Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique**

Spécialité : **Thermique Énergétique**

#### RÉSUMÉ :

La transition vers des véhicules électriques impose des vitesses toujours plus élevées au sein des transmissions mécaniques, entraînant davantage de pertes, principalement au niveau des paliers à éléments roulants. Afin d'améliorer l'efficacité énergétique des transmissions mécaniques, en particulier des roulements à billes, une compréhension approfondie des phénomènes physiques associés s'avère essentielle. Le présent travail de thèse se concentre sur l'étude des sources de pertes et des transferts thermiques au sein d'un roulement à billes. Les pertes et les températures de deux roulements à billes sont mesurées pour différentes conditions opératoires. Dans un premier temps, les roulements sont lubrifiés par injection. L'influence de plusieurs paramètres, tels que la vitesse de rotation, le débit et la température de l'huile injectée, sur les dissipations de puissance est analysée. Une modélisation thermo-mécanique du roulement est proposée en associant des modèles de calcul des pertes et un réseau thermique. Dans un second temps, les roulements sont lubrifiés par barbotage. Pour une hauteur faible du bain d'huile, les pertes générées sont égales à celles obtenues pour ces mêmes roulements lubrifiés par injection dans des conditions opératoires similaires. Pour des niveaux d'huile plus élevés, le comportement du bain change, entraînant une augmentation des pertes par traînée. Les modèles actuels ne prennent pas en compte la hauteur du bain et un nouveau modèle de pertes par traînée est donc proposé. Les échanges et les écoulements n'étant pas les mêmes entre les deux modes de lubrification, des modifications ont également été apportées au réseau thermique. Les résultats numériques sont en accord avec les résultats expérimentaux. Une modélisation locale du roulement permet d'avoir une bonne précision sur les valeurs de pertes et de températures prédites, mais nécessite une connaissance de la géométrie interne du roulement. Tandis que les modèles globaux nécessitent un minimum d'information.

**MOTS-CLÉS : Palier à éléments roulants, Expérience, Échange de chaleur, Perte de puissance, Traînée, Lubrification par injection, Lubrification par barbotage**

Laboratoire(s) de recherche : **LabECAM - ECAM Lasalle, LaMCoS - INSA Lyon**

Directeur de thèse : **CHANGENET Christophe**

Président du Jury : **DION Jean-Luc**

Composition du Jury :

**CHANGENET Christophe, VILLE Fabrice, MARCHESSE Yann, LAZARD Myriam, DADOUCHE Azzedine, DION Jean-Luc, AMAR Luc, FOSSIER Charlotte**