



N°d'ordre NNT : 2019LYSEI007

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

Opérée au sein de
L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Ecole Doctorale MEGA ED 162
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité : Génie Mécanique

Soutenue publiquement le 01/02/2019, par :

Dimitri Niel

Etude du comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses

Devant le jury composé de :

Souad Harmand	Professeur	Université de valenciennes	Examinatrice
Jorge Seabra	Professeur	Université de Porto	Rapporteur
Francois Robbe Valloire	Professeur	Supméca	Rapporteur
Fabrice Ville	Professeur	INSA Lyon	Directeur de thèse
Christophe Changenet	Docteur HDR	ECAM Lyon	Co Directeur de thèse
Michel Octrue	Docteur	Cetim	Encadrant Industriel

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr INSA : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Equipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Ecully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Philippe NORMAND UMR 5557 Lab. d'Ecologie Microbienne Université Claude Bernard Lyon 1 Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX philippe.normand@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean CAPELLE INSA de Lyon 69 621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04.72.68.49.16 emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 Fax : 04.72.43.16.87 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Luca ZAMBONI Bât. Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.26.23.45.52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE ÉNERGÉTIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA de Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69 621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
SeSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Viviane POLSINELLI Brigite DUBOIS INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

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

Remerciements :

Tout d'abord je tiens à remercier mes trois encadrants de thèse :

Christophe CHANGENET pour la confiance qu'il m'a accordée au cours de la thèse ainsi que pour son accompagnement au quotidien.

Michel OCTRUE pour avoir apporté des problématiques industrielles sur mes travaux de thèse. Je profite aussi de cette occasion pour remercier l'ensemble des membres du pôle Transmission De Puissance du Cetim.

Fabrice VILLE, pour m'avoir donné l'occasion de participer à de nombreux congrès.

Ensuite, je voudrais aussi remercier Souad ARMAND, Jorge SEABRA et Francois ROBBE VALLOIRE pour faire partie de mon jury de thèse.

Yann Marchesse pour m'avoir donné goût au travail de recherche lors de son encadrement de PRD. Merci pour tes conseils Yann.

Je remercie aussi Vincent Ricol pour son aide indispensable durant le développement du banc d'essai. Je profite de cette occasion pour remercier Kevin Antouly pour son aide lors de la mise en fonctionnement du banc d'essai.

Pour rester dans la partie expérimentale, je voudrais remercier Jérôme Cavoret pour son aide et ses précieux conseils lors de la réalisation et la mise en fonctionnement du banc d'essai. Je remercie aussi la société DRA pour leur travail lors de la conception du banc.

Les membres de l'ECAM et notamment le pôle MECA et ses satellites, Merci pour l'accueil durant ces trois années de thèse. Grace à vous, je garde un très bon souvenir de mon doctorat à l'ECAM.

La famille, les amis et doctorants qui m'ont accompagné et soutenu pendant ces trois années, Merci !

Ces travaux de thèse sont l'aboutissement d'une collaboration fructueuse entre le laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'INSA de Lyon, le laboratoire d'Energétique et de Mécanique de l'ECAM de Lyon (LabEcam), et le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM).

Il s'agit d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche (CIFRE) mise en œuvre par l'Agence National pour la Recherche et la Technologie (ANRT).

Directeurs de thèse : CHRISTOPHE CHANGENET, FABRICE VILLE

Encadrement CETIM : MICHEL OCTRUE, PATRICK CHEVRIER, SIMON CANDELLIER

Présidente du jury : SOUAD HARMAND

Rapporteurs : JORGE SEABRA, FRANCOIS ROBBE-VALLOIRE

« A toi, à la façon que tu as d'être belle »

Résumé

Etude du comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses

Avec l'apparition de moteur électrique dans le secteur automobile, les réducteurs mécaniques fonctionnent à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. Pour ce type de réducteur, les pertes de puissance au niveau des paliers à roulements peuvent être prédominantes pour des vitesses de rotation élevées. Ces pertes sont fortement dépendantes du comportement thermique du palier à roulement. D'où l'intérêt de développer des outils numériques permettant d'estimer les puissances générées au sein d'un palier à roulement. Cette estimation permettra en phase de pré-étude de développer un dispositif de refroidissement adapté afin d'éviter tout risque de dégradation du palier à roulement.

Cette thèse présente une nouvelle approche permettant d'étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement. Cette approche intermédiaire requiert un minimum de paramètres d'entrée (géométrie externe du palier à roulement et condition de fonctionnement). Elle utilise la méthode dite « des réseaux thermiques » pour obtenir une interconnexion entre les pertes de puissance et le comportement thermique du palier à roulement. Enfin cette approche permet de calculer la puissance dissipée au sein d'un roulement et les températures des bagues et du lubrifiant principalement pour une application hautes vitesses. Cette approche est développée pour des roulements à billes à gorge profonde et contact oblique.

Des valeurs expérimentales sont nécessaires pour valider cette nouvelle approche. C'est pourquoi, un nouveau banc d'essai modulaire dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement a été développé. Sur ce nouveau moyen d'essai, une grande variété de paliers à roulements peut être testée pour différentes conditions de fonctionnement. Pour les premiers essais, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par injection est testé pour un fonctionnement hautes vitesses (produit $(n \times D_m)$ supérieur au million).

Mots clés : Paliers à roulements ; Comportement thermomécanique ; banc d'essai ; hautes vitesses

Abstract

Thermomechanical study of high speed Rolling Element Bearing

Rolling Element Bearing (REB) is an essential component in mechanical transmission to reduce friction between rotating parts. Now, with the development of electrical motor in mechanical industry, REBs may work at very high rotation speed. It leads to an increase of REB power losses and temperatures. These power losses are strongly coupled with the REB thermal behaviour. The oil temperature has a significant impact on the kinematic viscosity which in turn affects the REB power losses.

Based on thermal network approach, an intermediate model is developed in this study. This new model allows obtaining lumped information (temperature of rings) with a minimum of input data (REB external geometry and operating condition only) and by using global power loss models. This intermediate model is developed for angular contact ball bearing and deep groove ball bearing under oil jet lubrication for high speed application.

Experimental data are required to validate this new approach. That why, a modular test rig is designed to obtain information on the REB thermomechanical behaviour. The new test rig developed in this study is dedicated to a wide range of REB dimensions and for different operating conditions. For the first test, a deep groove ball bearing under oil jet lubrication is studied for high speed application ($N \cdot dm$ product is higher than one million.).

Keys words: Rolling element bearing, thermomechanical behaviour, test rig, high speed application

Nomenclature

A_c	Aire de contact réelle	$[m^2]$
A_0	Aire de contact apparente	$[m^2]$
a	Demi-axe d'ellipse dans le sens au roulement	$[m]$
b	Demi-axe d'ellipse dans le sens perpendiculaire au roulement	$[m]$
B	Largeur du palier à roulement	$[m]$
$a^* b^*$	Facteurs de correction de l'axe de l'ellipse	$[-]$
C_o	Charge statique d'un roulement	$[N]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J. kg^{-1}. K^{-1}]$
C_D	Coefficient de traînée d'une bille	$[-]$
C_f	Couple de frottement dans un palier fluide	$[N.m]$
d	Diamètre intérieur du palier à roulement	$[m]$
d_1	Diamètre extérieur de la bague intérieure	$[m]$
D_1	Diamètre intérieur de la bague extérieure	$[m]$
D	Diamètre extérieur du palier à roulement	$[m]$
D_{bille}	Diamètre de la bille du palier à roulement	$[m]$
$D_{c.r.}$	Diamètre du corps roulant	$[m]$
d_m	Diamètre moyen du roulement	$[m]$
E	Module de Young	$[N/m^2]$
E'	Module de Young équivalent	$[N/m^2]$
e_c	Epaisseur de la cage	$[m]$
f	Conformité de chemin du roulement	$[-]$
f_c	Fréquence de rotation de la cage et des éléments roulants	$[Hz]$
f_{ep}	Fréquence de rotation d'un point sur la cage	$[Hz]$
f_0	Facteur fonction du type de roulement et lubrification (modèle Harris)	$[-]$
f_1	Facteur fonction du type de la charge statique équivalente et statique de base, et du type de roulement (modèle Harris)	$[-]$
G	Module élastique du lubrifiant	$[Pa]$

G_{sl}	Facteur fonction des charges, des dimensions et du type de roulement (modèle SKF)	[-]
G_{rr}	Facteur fonction des charges, des dimensions et du type de roulement (modèle SKF)	[-]
h_c	Epaisseur du film d'huile centrale	[m]
h_m	Epaisseur minimale du film d'huile	[m]
k	Conductivité thermique	[W/K.m]
L	Longueur	[m]
m	Masse	[kg]
[M]	Matrice d'inertie thermique	[J.K ⁻¹]
M_1	Couple de perte dépendant de la charge (modèle Harris)	[N.m]
M_0	Couple de perte indépendant de la charge (modèle Harris)	[N.m]
M_{rr}	Couple de perte dû au roulement (modèle SKF)	[N.m]
M_{sl}	Couple de perte dû au glissement (modèle SKF)	[N.m]
$M_{trainée\ SKF}$	Couple de perte dû à la traînée (modèle SKF)	[N.m]
n	Vitesse de rotation	[tr/min]
n_i	Vitesse de rotation bague extérieure/intérieure	[tr/min]
n_e	Vitesse de rotation bague extérieure/intérieure	[tr/min]
n_r	Vitesse de rotation propre des éléments roulants	[tr/min]
$n.d_m$	Critère de sévérité de fonctionnement d'un roulement (Vitesse de rotation de l'arbre multiplié par le diamètre moyen)	[mm.tr.min ⁻¹]
$P_{cisaillement}$	Perte de puissance par cisaillement	[W]
P_1	Combinaison de charge axiale et radiale sur le roulement	[N]
Q_N	Charge normale au contact	[N]
Q	Perte de puissance	[W]
$Q_{trainee}$	Perte de puissance par traînée	[W]
q	Flux de chaleur surfacique	[W/m ²]
$Q_{roulement}$	Perte de puissance par roulement hydrodynamique	[W]
R_{th}	Résistance thermique	[K/W]
R_x	Rayon équivalent dans le sens du roulement	[m]
R_y	Rayon équivalent dans le sens perpendiculaire du roulement	[m]

r_e	Rayon de gorge bague extérieure	[m]
r_i	Rayon de gorge bague intérieure	[m]
S	Surface	[m ²]
[S]	Matrice de conductance thermique	[W. K ⁻¹]
s	Coordonnée relative au glissement	[m]
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
{T'}	Vecteur des dérivées des températures par rapport au temps	[K/s]
V	Vitesse	[m/s]
V_r	Vitesse dans le sens du roulement	[m/s]
V_e	Vitesse linéaire de la bague extérieure au contact bille/bague	[m/s]
V_{gp}	Vitesse de glissement due au pivotement	[m/s]
V_{gm}	Vitesse de glissement pur	[m/s]
V_r	Vitesse de roulement	[m/s]
V_i	Vitesse de rotation bague intérieure au contact bille/bague	[m/s]
V_{total}	Somme du volume d'air et d'huile au sein du palier à roulement	[m ³]
W	Charge normale au contact	[N]
X	Fraction volumique de lubrifiant au sein du palier à roulement	[-]
x	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
y	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
Z	Nombres d'éléments roulants	[-]

Symboles grecques :

α	Diffusivité thermique	[m ² . s ⁻¹]
α_c	Angle de contact du palier à roulement bague extérieur	[rad]
α_p	Coefficient de piezo-viscosité [Pa ⁻¹]	[Pa ⁻¹]
ε	Jeu radial	[m]
ϕ_{ish}	Facteur de réduction thermique à l'entrée du contact (modèle SKF)	[-]
ϕ_{rs}	Facteur d'assèchement/suralimentation (modèle SKF)	[-]
μ_{sl}	Coefficient de frottement	[-]

ρ	Masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
ρ_{eff}	Masse volumique du brouillard d'huile	$[kg.m^{-3}]$
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	$[kg.m^{-3}]$
ρ_{huile}	Masse volumique du lubrifiant	$[kg.m^{-3}]$
ξ	Coefficient de Poisson	[-]
κ	Rapport d'ellipticité	[-]
τ	Contrainte de cisaillement	$[Pa]$
τ_{sec}	Contrainte de cisaillement sec	$[Pa]$
τ_{fluide}	Contrainte de cisaillement fluide	$[Pa]$
τ_l	Contrainte de cisaillement limite	$[Pa]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2.s]$
η	Viscosité dynamique	$[Pa.s]$
ω	Vitesse de rotation	$[rad.s^{-1}]$
ω_m	Vitesse orbitale de la bille par rapport au carter	$[rad.s^{-1}]$
ω_p	Vitesse de pivotement relative entre le corps roulant et la bague	$[rad.s^{-1}]$
σ	Constante de Stefan Boltzmann	[-]
$\sigma_{contact}$	Pression de contact	$[Pa]$
χ	Effusivité thermique	$[W.s^{1/2}.m^{-2}.K^{-1}]$

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Pe	Nombre de Peclet	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]

Table des matières

RESUME	7
ABSTRACT	8
NOMENCLATURE	10
INTRODUCTION GENERALE	16
1 LE COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DE PALIER A ROULEMENT	21
1.1 INTRODUCTION	21
1.2 LES PERTES THERMIQUES DANS LES PALIERS A ROULEMENTS	22
1.3 MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE DU PALIER A ROULEMENT	38
1.4 LA PROBLEMATIQUE DE THESE.....	49
1.5 CONCLUSION	50
2 L'APPROCHE INTERMEDIAIRE	53
2.1 INTRODUCTION	53
2.2 PRESENTATION DE L'APPROCHE INTERMEDIAIRE	54
2.3 LE RESEAU THERMIQUE SIMPLIFIE	55
2.4 ESTIMATION DE LA GEOMETRIE INTERIEURE DU PALIER A ROULEMENT	59
2.5 VALIDATION DE L'APPROCHE INTERMEDIAIRE	63
2.6 CONCLUSION	67
3 LE DEVELOPPEMENT D'UN BANC D'ESSAI ROULEMENT MODULAIRE.....	69
3.1 INTRODUCTION	69
3.2 ETAT DE L'ART DES BANC D'ESSAI DEDIE A L'ETUDE THERMOMECHANIQUE DE PALIER A ROULEMENT	70
3.3 CONCEPTION DU BANC D'ESSAI	76
3.4 LE PROTOCOLE DE MESURE.....	83
3.5 CONCLUSION	89
4 RESULTATS ET INTERPRETATIONS.....	91
4.1 INTRODUCTION	91
4.2 PREMIERS RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DISCUSSIONS	92
4.3 L'IMPACT DU COMPORTEMENT THERMIQUE SUR LE COUPLE DE PERTE DU PALIER A ROULEMENT ETUDIE.....	98
4.4 AUTRES APPLICATIONS DE L'APPROCHE INTERMEDIAIRE.....	103
4.5 CONCLUSION	111
CONCLUSION GENERALE	112
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	116
ANNEXES	122

Introduction générale

Comme en témoignent certains bas-reliefs de l'époque des pharaons, ce sont les égyptiens qui ont eu l'idée d'utiliser le principe du roulement pour réduire le frottement entre deux corps roulants. Ils allaient même jusqu'à lubrifier les surfaces en contact avec de l'eau, la tribologie était née...

Avec l'apparition de la roue, des problèmes de guidage en rotation d'arbres sont apparues. Pour répondre à cela, Léonard de Vinci imagina le premier roulement, malheureusement cette idée resta sur le papier (Figure 1). Dans la même période, Benvenuto Cellini créa une statue pivotant sur son axe grâce à une butée à bille. Ce système fut également utilisé pour les moulins à vent au XVII^{ème} dont la partie haute pouvait pivoter.

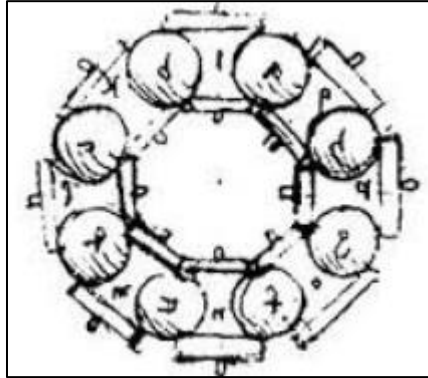


Figure 1: premier croquis du palier à roulement de L. de Vinci[1]

Le premier palier à roulement est apparu lors de la révolution industrielle. John Harrison, artisan ébéniste de son état, développa le premier roulement à rouleaux. En 1794 l'anglais Philip Vaughan, déposa le premier brevet (Figure 2) pour un roulement à billes avec des rayons de gorges semi circulaire adapté aux essieux de voiture[2]. Avec l'essor de l'industrie textile puis de l'automobile, la demande de roulements utilisant des billes mécaniques augmenta. En 1907, l'ingénieur Sven Wingquist, inventeur du roulement à billes sur rotule fonda la société SKF. Dans la même époque, l'ingénieur américain Henry TIMKEN développa le premier roulement à rouleaux coniques en 1898. Il fonda ensuite une entreprise à son nom spécialisée dans le domaine du roulement. Actuellement ces sociétés sont des leaders mondiaux dans le domaine du roulement mécanique. Avec l'apparition des roulements hybrides, le secteur de la transmission mécanique connaît une nouvelle ère. En effet, ces paliers à roulements supportent des vitesses plus élevées et assurent une plus longue durée de vie. Ils sont aussi utilisés pour isoler le palier de l'arbre dans les applications électriques.

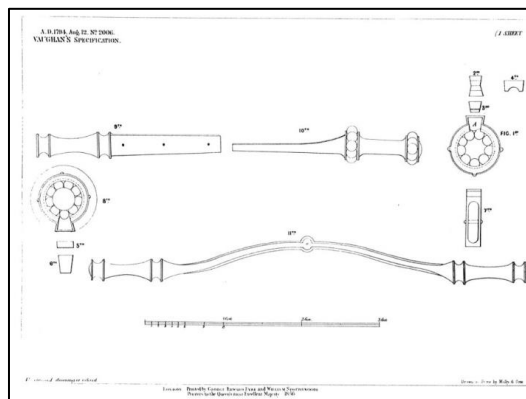


Figure 2: Brevet du premier palier à roulement (Philip Vaughan)[2]

Pour ces prochaines années, les perspectives du palier roulement sont nombreuses. Les progrès réalisés en matériaux et tribologie permettent de fabriquer des paliers à roulements de plus en plus performants.

Avec le développement des motorisations électriques dans le secteur automobile, les paliers à roulements sont amenés à fonctionner à des vitesses de plus en plus élevées. En effet, pour garantir la même puissance qu'un moteur thermique, les moteurs électriques fonctionnent à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. Un réducteur mécanique hautes vitesses situé en sortie de moteur est nécessaire pour augmenter le couple transmis jusqu'aux roues. Cependant au sein de ce réducteur les paliers à roulements sont amenés à fonctionner à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. Enfin, les nouvelles transmissions mécaniques sont de plus en plus compactes. Cette réduction de taille entraîne donc un échauffement plus important au sein d'une transmission mécanique.

Pour caractériser le fonctionnement hautes vitesses d'un palier à roulement dans différentes conditions, le produit $(n \times d_m)$ est introduit. Ce produit correspond à la vitesse de rotation de l'arbre dans le cas où la bague extérieure est fixe en tr/min multiplié par le diamètre moyen du palier à roulement en mm. Ce produit est utilisé comme critère de sévérité des conditions de fonctionnement du palier à roulement. Généralement dans la littérature, une application est dite hautes vitesses pour un produit $(n \times d_m)$ supérieur au million[3].

Pour de telles conditions, la chaleur générée au sein des paliers à roulement peut devenir prédominante dans une transmission mécanique. Cette chaleur générée est due au frottement entre les différents solides mais aussi au lubrifiant. D'où le besoin de quantifier cette énergie dissipée pour réaliser un refroidissement adapté. Ce refroidissement permettra de réduire tout risque de dégradation et d'usure sur le palier à roulement. De plus, le comportement thermique du palier à roulement modifie les propriétés du lubrifiant (masse volumique, viscosité...) et donc les puissances générées. Il y a donc une interconnexion entre les puissances dissipées et le comportement thermique du palier à roulement. C'est pourquoi, des informations sur la température des composants du palier à roulement sont nécessaires pour étudier les puissances dissipées.

Dans un contexte où les problématiques d'efficacité énergétique sont de plus en plus importantes, les études pour augmenter le rendement des transmissions mécaniques se multiplient. A. Neurouth *et.al.*[4] a travaillé sur la performance énergétique d'une transmission de puissance hautes vitesses. Ces travaux étaient consacrés à un réducteur hautes vitesses acceptant des vitesses de rotation en entrée supérieure à 42 000 tr/min. Les résultats soulignent que dans une transmission mécanique les pertes au niveau des paliers à roulements sont prédominantes pour un fonctionnement hautes vitesses.

La Figure 3 représente la répartition de puissance sur le réducteur mécanique hautes vitesses étudié par A. Neurouth. Pour les conditions **Route** et **Autoroute**, les vitesses de rotation en entrée du réducteur sont respectivement de 28 000 tr/min et 42 000 tr/min.

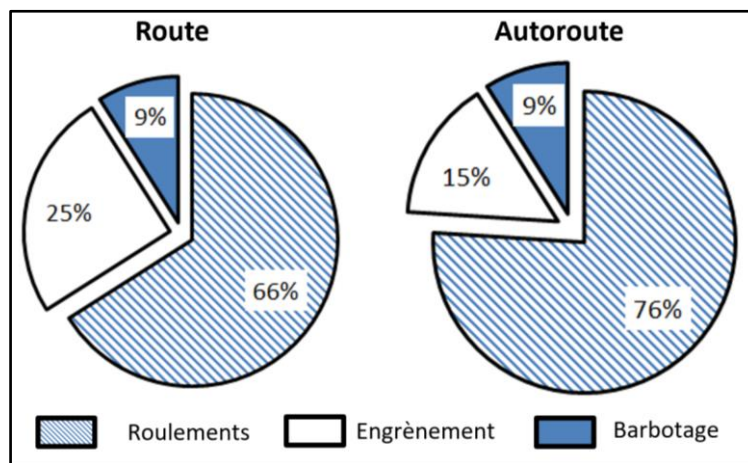


Figure 3: Répartition des pertes de puissance du réducteur hautes vitesses[4]

La Figure 3 souligne que pour des conditions hautes vitesses, les pertes dues aux paliers à roulement peuvent représenter les 2/3 de la perte globale de la transmission. De plus, la proportion des pertes dues au palier à roulement augmente avec la vitesse de rotation. Pour

de telles applications, il semble nécessaire de développer des modèles fins permettant d'estimer précisément la puissance dissipée dans un palier à roulement.

Ainsi en phase de conception d'une nouvelle transmission, des nouveaux d'outils numériques sont nécessaires pour estimer les puissances dissipées au sein d'un palier à roulement. Une des contraintes imposées est de développer des modèles qui nécessitent peu de données d'entrée. En effet, les fabricants de palier à roulements ne fournissent aucune information sur la géométrie interne du palier à roulement. C'est pourquoi, certains paramètres devront être estimés. Ce nouveau modèle est donc un compromis entre une approche locale et des modèles globaux qui utilisent un minimum de paramètres d'entrée.

Des résultats expérimentaux sur le comportement thermomécanique d'un palier à roulement sont nécessaires pour valider cette nouvelle approche. Un nouveau moyen d'essai doit donc être développé afin de tester des paliers à roulements. Ce banc d'essai doit être modulaire afin de tester plusieurs paliers à roulements dans différentes conditions de fonctionnement.

Ce nouveau moyen d'essai permettra de tester des paliers à roulements pour un fonctionnement hautes vitesses. Les valeurs expérimentales (Couple de perte, températures...) seront comparées avec des résultats provenant de modèles. A partir de cette comparaison certains modèles pourront être modifiés. De plus, de nouveaux phénomènes physiques pourront être observés et analysés.

Cette thèse a pour but d'étudier le comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses. Pour ces conditions de fonctionnement, les paliers à roulements à billes à contact oblique ou gorge profonde sont généralement utilisés. C'est pourquoi dans cette étude, seul les roulements à billes à gorge profonde et à contact oblique sont étudiés.

Le chapitre I s'intéresse aux puissances générées ainsi qu'aux transferts thermiques au sein d'un palier à roulement. Pour calculer la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement, deux types d'approches sont présentés dans cette partie : i) des approches globales qui requièrent très peu de données d'entrée mais qui calculent une unique perte globale. ii) des approches locales qui calculent des puissances dissipées pour chaque contact. Cependant ces modèles nécessitent des informations très précises sur le palier à roulement (géométrie et cinématique interne).

Le chapitre II présente une nouvelle approche pour estimer le comportement thermomécanique d'un palier à roulement. C'est une approche intermédiaire qui utilise les caractéristiques des modèles locaux et globaux. Elle requiert un nombre limité de paramètre d'entrée. Elle utilise un réseau thermique simplifié permettant d'avoir une interconnexion entre la puissance dissipée et le comportement thermique du palier à roulement. Une distribution de température au sein du palier à roulement peut donc être calculée grâce à ce réseau thermique. En attendant un dispositif expérimental, cette approche est validée grâce à des résultats expérimentaux provenant de la littérature.

Le chapitre III s'attache à présenter un nouveau banc d'essai modulaire pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement. Sur le même banc d'essai, plusieurs paliers à roulements pourront être testés pour différentes conditions de fonctionnement. Ce chapitre présente la caractérisation des paliers à roulements supports du banc d'essai. Les premiers tests sur le banc d'essai seront dédiés à un roulement à billes à gorge profonde pour une application hautes vitesses.

Le chapitre IV s'attache à analyser les résultats expérimentaux du nouveau banc d'essai roulement. Le couple mesuré est comparé à celui calculé par les modèles globaux (Harris, SKF) pour différentes valeurs de vitesse, charge, température d'injection et débit. L'approche développée dans le chapitre 2 et les résultats expérimentaux vont être utilisées pour étudier le comportement thermique d'un roulement à billes gorge profonde pour une application hautes vitesses. (fraction huile et distribution de perte au sein du palier à roulement).

Chapitre 1 :

Le comportement thermomécanique de palier à roulement

Ce chapitre présente un état de l'art des pertes de puissance et transferts thermique au sein d'un palier à roulement. La méthode de résolution numérique dite « des réseaux thermiques » est présentée. Enfin, la dernière partie du chapitre introduit la problématique de la thèse.

1.1 Introduction

1.2 Les pertes thermiques dans un palier à roulements

1.3 Modélisations des transferts thermiques au sien d'un palier à roulement

1.4 La problématique de thèse

1.5 Conclusion

1 Le comportement thermomécanique de palier à roulement

1.1 Introduction

Au sein d'un palier à roulement, le frottement des différents solides et leur interaction avec le lubrifiant génèrent des sources de chaleur. Cette chaleur générée va s'évacuer dans le lubrifiant ainsi que dans la bague intérieure et extérieure du palier à roulement. Le lubrifiant a donc un double rôle. Il sert de fluide caloporteur pour refroidir le palier à roulement. Il permet aussi de réduire le frottement entre les surfaces en contact.

Les sources de chaleur sont situées au niveau des différents contacts entre les solides. Pour chaque contact, les puissances générées peuvent être estimées en utilisant des modèles locaux. Ces modèles requièrent des informations très précises sur la géométrie interne puis la cinématique d'un palier à roulement. De plus, pour un fonctionnement hautes vitesses, la mise en rotation des éléments roulants dans le lubrifiant génère des pertes aérodynamiques. Ces pertes peuvent générer un flux de chaleur important au niveau des éléments roulants et dans le lubrifiant.

L'évacuation de la chaleur entraîne une augmentation de la température des différents composants du palier à roulement. Cet échauffement modifie les propriétés du lubrifiant (masse volumique, viscosité...) car elles sont fortement dépendantes de la température. La modification des propriétés du lubrifiant a un fort impact sur les puissances dissipées dans le palier à roulement. Il y a donc une interconnexion entre les pertes de puissance dans un palier à roulement et son comportement thermique. Pour rappel, les paliers à roulements étudiés sont des roulements à billes à gorge profonde ou à contact oblique car ils sont généralement utilisés pour des applications hautes vitesses.

Ce chapitre est divisé en trois parties. La première partie s'attache à décrire les pertes thermiques dans un palier à roulement ainsi que les différents modèles permettant de les estimer. La seconde partie présente les méthodes permettant d'estimer les échanges de chaleur au sein d'un palier à roulement. Enfin la troisième partie présente la problématique de la thèse.

1.2 Les pertes thermiques dans les paliers à roulements

1.2.1 L'origine des pertes thermiques dans les paliers à roulements

En fonctionnant, un palier à roulement génère plusieurs sources de chaleur situées au niveau des différentes interfaces (solide/solide et fluide/solide). Cette chaleur générée est ensuite évacuée dans les différents massifs (carters, arbre...) ainsi que dans le lubrifiant. La connaissance de la cinématique interne du roulement est nécessaire pour comprendre l'origine des pertes thermiques au niveau des contacts.

1.2.1.1 La cinématique des éléments roulants

L'étude de la cinématique des éléments roulants passe par l'étude des contacts entre les différents composants. La détermination de ces vitesses est fondée sur deux hypothèses : Les solides sont supposés indéformables et au point de contact les vitesses des deux solides sont égales (hypothèse du roulement sans glissement). A partir de ces hypothèses, la cinématique interne du palier à roulement peut être estimée[5]. La Figure 4 représente les différentes vitesses au sein d'un palier à roulement.

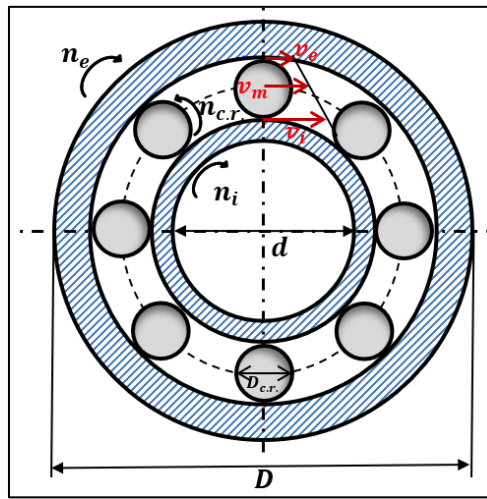


Figure 4: cinématique au sein d'un palier à roulement

Le diamètre moyen, d_m , est utilisé pour calculer les vitesses linéaires au sein d'un palier à roulement (Figure 4). Il est défini par[3]:

$$d_m = \frac{d+D}{2} \quad (1.1)$$

Dans le cas où la bague intérieure est tournante à une vitesse de rotation n_i , sa vitesse linéaire est définie par :

$$v_e = \frac{1}{2} \times \frac{\pi \cdot n_i}{30} d_m (1 - \gamma) \quad (1.2)$$

Inversement, si la bague extérieure est tournante, sa vitesse linéaire est définie par :

$$v_i = \frac{1}{2} \times \frac{\pi \cdot n_e}{30} d_m (1 + \gamma) \quad (1.3)$$

Avec :

v_e/v_i	Vitesse linéaire de la bague extérieure /intérieure au contact bille/bague	[m/s]
n_e/n_i	Vitesse de rotation bague extérieure/intérieure	[tr/min]
α_c	Angle de contact du palier à roulement	[rad]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
γ	$D_{c.r.} \cos \alpha_c / d_m$	[-]

La vitesse linéaire de la cage est définie dans l'équation I.4, cette vitesse est supposée égale à la vitesse orbitale des éléments roulants.

$$v_m = \frac{1}{2} \cdot (v_e + v_o) \quad (I.4)$$

Avec :

v_m	Vitesse linéaire de la cage	[m/s]
v_i	Vitesse linéaire bague intérieure	[m/s]
v_e	Vitesse linéaire bague extérieure	[m/s]

La vitesse de rotation propre des éléments roulants et de la cage, $n_{c.r.}$, est définie par l'équation I.5, dans le cas où la bague intérieure est tournante :

$$n_{c.r.} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_m}{D_{c.r.}} \cdot n_i \cdot (1 - \gamma^2) \quad (I.5)$$

Avec :

$n_{c.r.}$	Vitesse de rotation propre des éléments roulants	[tr/min]
n_i	Vitesse de rotation de la bague intérieure	[tr/min]
$D_{c.r.}$	Diamètre de la bille	[m]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
γ	$D_{c.r.} \cos \alpha / d_m$	[-]

Ces différentes vitesses seront utilisées pour l'étude du contact entre les éléments roulants et les bagues. Ces vitesses de rotation ont été calculées en supposant un roulement sans glissement au niveau du contact. Cette hypothèse va être rediscutée dans la suite du chapitre pour étudier l'origine des pertes au niveau du contact billes/bagues.

1.2.1.2 Les sources de dissipation thermiques dans un palier roulement

Au sein d'un palier à roulement, la mise en rotation des éléments roulants entraîne un cisaillement du film d'huile. Ce phénomène a pour conséquence de générer plusieurs sources de chaleur au niveau des différents contacts du palier à roulement.

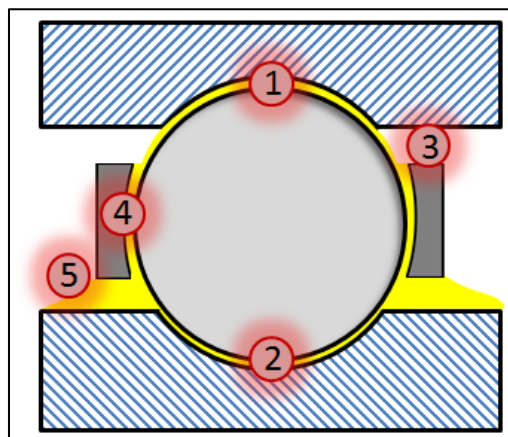


Figure 5: localisation des sources de chaleur dans un roulement

La Figure 5, représente la localisation des différentes sources de chaleur au sein d'un palier à roulement :

- Q1 : Perte au contact corps roulants/bague extérieure
- Q2 : Perte au contact corps roulants /bague intérieure
- Q3 : Perte au contact cage /bague
- Q4 : Perte au contact cage/ corps roulants
- Q5 : Perte par traînée et roulement hydrodynamique.

Ces pertes sont fortement dépendantes des propriétés du lubrifiant (masse volumique, viscosité...) qui varient en fonction de la température. Les pertes au niveau des contacts cage/bagues et cage/corps roulants sont minoritaires par rapport aux autres pertes. En effet les pressions de contact y sont très faibles par rapport au contact corps roulants/bagues[6][7][4].

1.2.1.3 Pertes au contact corps roulants/bagues

1.2.1.3.1 Introduction sur les pertes dans un contact EHD

Le contact corps roulant/bague est un contact dit Elasto-Hydro-Dynamique (EHD) car les surfaces sont à grandes conformité. Les pressions de contact engendrées sont très importantes comparées à d'autres contacts dans le palier à roulement. Pour comprendre ce type de contact ainsi que les pertes générées, plusieurs phénomènes physiques doivent être expliqués :

Tout d'abord, la surface de contact entre la bille et une bague correspond à une ellipse définie par : a , demi axe dans le sens du roulement et b , demi axe dans le sens perpendiculaire au roulement (Figure 6). La théorie de Hertz [8] sur le contact entre deux surfaces est utilisée pour estimer la dimension de cette surface.

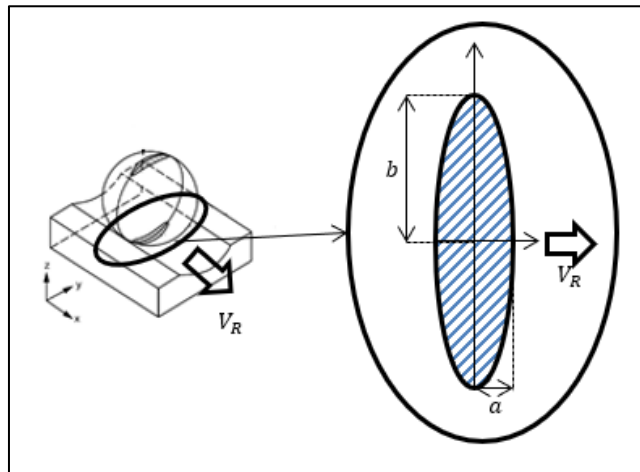


Figure 6: Contact bille/bagues dans un roulement à billes

Avec :

a	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens du roulement	[m]
b	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens perpendiculaire du roulement	[m]
V_R	Vitesse du contact dans le sens du roulement	[m. s]

La zone de contact entre l'élément roulant et la bague dépend de l'effort appliqué sur chaque bille. Cette zone est séparée par un film d'huile. La théorie de Reynolds [9] est la base de référence pour étudier l'écoulement d'un fluide dans le contact. Une étude sur l'épaisseur de ce film d'huile doit être effectuée à partir des travaux de Dowson et Higginson [10]. La variation de pression dans le contact doit être étudiée en fonction de l'épaisseur du film d'huile (Figure 10). Enfin les différents régimes de lubrification du contact doivent être définis (Figure 11). A partir de ces informations, les puissances dissipées dans le contact peuvent être calculées.

1.2.1.4 La cinématique au sein d'un contact corps roulant/bague

Au sein de ce contact, l'hypothèse de roulement sans glissement introduite pour estimer la cinématique des corps roulants n'est plus valable (cf paragraphe 1.2.1.1). En effet, le contact corps roulants/bagues se caractérise par des surfaces non-conformes de type bille/plan séparé par un lubrifiant. La pression maximale du lubrifiant au sein du contact est

de l'ordre de 1 à 4 GPa. Cette forte pression au sein du lubrifiant a pour conséquence de déformer les solides. La Figure 7 représente la cinématique interne des billes au sein d'un palier à roulement.

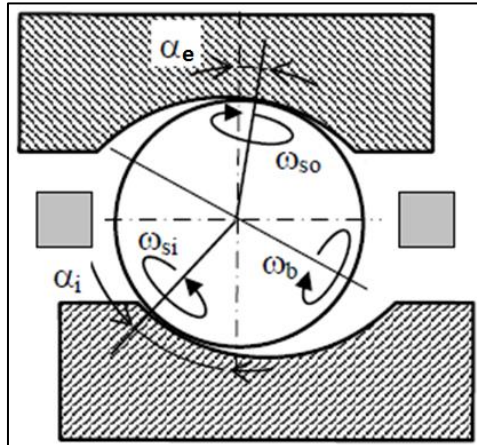


Figure 7: Représentation schématique du pivotement des corps roulants par rapport aux bagues intérieures et extérieures dans le cas d'un roulement à billes grande vitesse

Les forces centrifuges plaquent les corps roulants vers le fond de la bague extérieure (Figure 7). Par conséquence, les contacts initiaux se déplacent lors de la mise en rotation du palier à roulement. L'angle de contact correspondant (α_o) est donc inférieur à l'angle de contact à vide (α^0). Il se produit l'inverse pour l'angle de contact intérieur (α_i). Le roulement sans pivotement est alors impossible simultanément sur les contacts bagues /corps roulants. Pour mieux comprendre ce phénomène, la Figure 8 représente le profil de vitesse au niveau d'un contact type idéal type bille/plan.

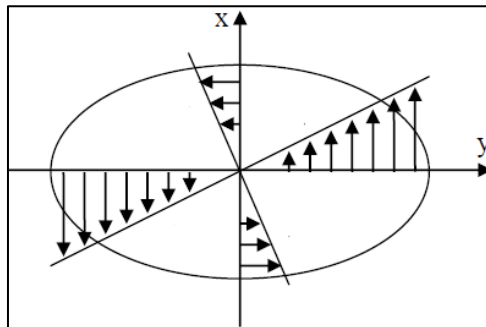


Figure 8: Profil de vitesse dans un contact elliptique soumis à un pivotement pur pour un contact bille/plan

Le pivotement est à l'origine d'une distribution de vitesse de glissement local non uniforme au sein du contact (Figure 8). La vitesse de glissement due au pivotement est définie par

$$Vg_{p(x,y)} = \omega_p \sqrt{x^2 + y^2} \quad (1.6)$$

ω_p	Vitesse de pivotement relative entre les deux solides	[m. s ⁻¹]
x	Coordonnée par rapport au centre du contact dans le sens du roulement	[m]
y	Coordonnée par rapport au centre du contact dans le sens perpendiculaire au roulement	[m]

Pour des applications hautes vitesses et faibles charges axiales, La valeur de la vitesse de rotation de cage calculée dans l'équation I.5 est différente de celle mesurée expérimentalement. Cette différence est due à une vitesse de glissement entre les corps roulant et la bague et qui a pour conséquence de ralentir la cage [11]. Ce glissement se traduit par un champ de vitesse de glissement local et uniforme (Vg_m) au niveau du contact corps roulant/ bagues. Pour mieux comprendre l'origine des pertes au niveau du contact, la Figure

9 représente le profil de vitesse dans un contact type bille/plan soumis à du glissement pur. A noter que pour un contact billes/bague, les rayons de gorge peuvent modifier les profils de vitesses au sein du contact[12], [13].

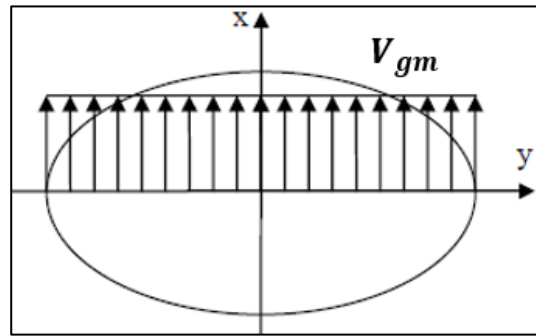


Figure 9: Profil de vitesse dans un contact elliptique soumis à du glissement pur pour un contact bille / plan

1.2.1.4.1 La distribution de pression d'huile au sein du contact dans un contact EHD

Pour étudier la variation de pression au niveau du contact bille / bague, la Figure 10 représente la distribution de pression au niveau d'un contact idéal type bille/plan. Pour ce type de contact les surfaces sont supposées lisses avec une rugosité théoriquement nulle. Dans le cas d'un contact suralimenté en lubrifiant, la distribution de pression peut être séparée en trois zones [14] :

Zone1 : Cette première zone est située à l'entrée du contact et donc en dehors de la zone de déformation du contact de Hertz. La hauteur du film d'huile est supérieure à la hauteur au niveau du contact et la pression est moins importante que la pression maximale d'Hertz (pression maximale dans le contact). L'augmentation de pression résulte du mouvement des solides qui bloque le lubrifiant dans un espace restreint (phénomène de coin d'huile).

Zone 2 : Au niveau du contact, la hauteur du film d'huile est relativement constante et égale à l'épaisseur du film d'huile centrale h_c . La pression centrale est de l'ordre de la pression maximale d'Hertz.

Zone 3 : En sortie de contact, la pression chute et l'épaisseur du film d'huile augmente à cause de l'écartement des parois.

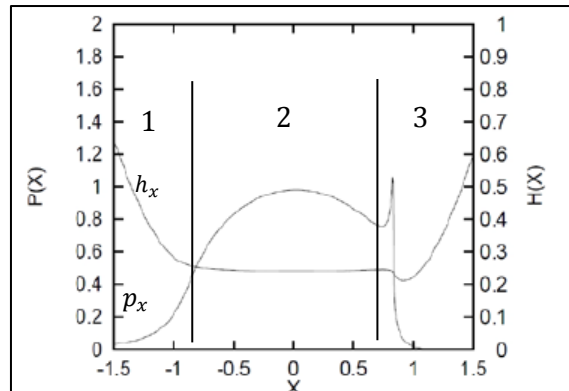


Figure 10: Distribution de pression (p_x) et épaisseur (h_x) du film d'huile dans un contact EHD[15]

1.2.1.4.2 Epaisseur du film d'huile

La Figure 10 souligne que la hauteur d'huile au sein d'un contact n'est pas constante. En effet, entre le corps roulant et la bague, du fait de la géométrie intérieure du roulement une faible épaisseur d'huile est soumise à une pression importante. Les travaux de Hamrock et Dowson sur la lubrification d'un contact EHD ont permis de mieux comprendre ce type de contact. L'épaisseur du film d'huile centrale h_c et minimum h_m sont définies par les équations suivantes [16]:

$$h_c = 1,69. (G^*)^{0.53}. (U^*)^{0.67}. (W^*)^{-0.067}. (1 - 0.61. e^{-0.73.k}) \quad (1.7)$$

$$h_m = 2,27. (G^*)^{0.49}. (U^*)^{0.68}. (W^*)^{-0.073}. (1 - e^{-0.68.k}) \quad (1.8)$$

Où U^* , G^* et W^* sont des paramètres adimensionnels définis par :

$$W^* = \frac{W}{E' \cdot R_x^2} \quad (1.9)$$

$$U^* = \frac{V_r \cdot \eta}{E' \cdot R_x} \quad (1.10)$$

$$G^* = \alpha_p \cdot E' \quad (1.11)$$

Avec :

W	Charge normale au contact	[N]
E'	Module élastique équivalent	[Pa]
R_x	Rayon équivalent dans le sens du roulement	[m]
R_y	Rayon équivalent dans le sens perpendiculaire au mouvement	[m]
η	Viscosité dynamique à la pression ambiante	[Pa.s]
α_p	Coefficient de piezo viscosité	[Pa ⁻¹]
V_r	Vitesse dans le sens du roulement	[m.s ⁻¹]

κ : Ellipticité [-] définie par :

$$\kappa = \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{2/\pi} \quad (1.12)$$

Enfin, T. Harris *et al.* [17] ont étudié l'impact de la thermique sur ce film d'huile.

1.2.1.4.3 Les régimes de lubrification au contact

Dans un contact EHD, le coefficient de frottement varie avec la charge, la vitesse du roulement et le taux de glissement. La Figure 11 présente la courbe de Stribeck [18] pour différents régimes de lubrification. Cette courbe décrit l'évolution du coefficient de frottement en fonction du rapport hauteur d'huile sur rugosité.

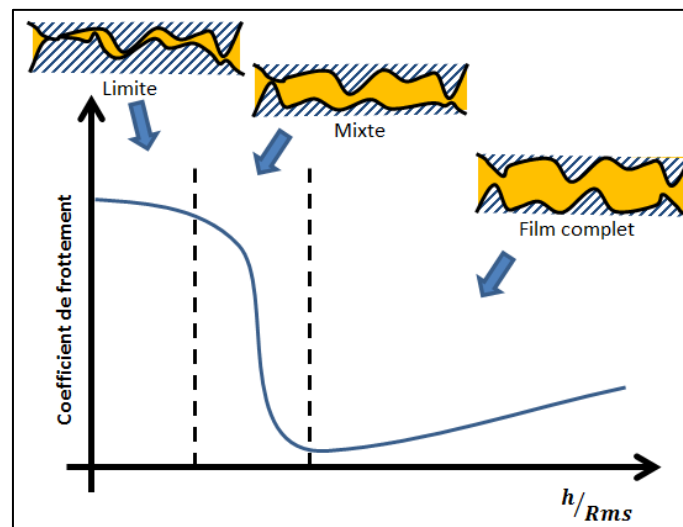


Figure 11: Courbe de Stribeck: évolution du frottement en fonction du régime de lubrification [18]

- 1) Dans le régime de **lubrification limite**, le frottement est principalement dû aux aspérités entre les surfaces
- 2) En lubrification **film complet**, la hauteur d'huile est supérieure à la rugosité des surfaces. Il n'y a donc pas d'interaction entre aspérités. Dans ce cas, le coefficient de frottement dépend des propriétés du lubrifiant.
- 3) En lubrification **mixte**, le coefficient de frottement dépend à la fois des propriétés de l'huile ainsi que des aspérités.

La Figure 11 souligne que pour un régime de lubrification **Limite** le coefficient de frottement est supérieur à celui d'un régime **Mixte** ou **Film complet**. Cette augmentation du

coefficient de frottement pour ce régime pourrait entraîner un échauffement et une usure prématurée du palier à roulement. Le lubrifiant injecté au sein du palier permet de créer un troisième corps au niveau du contact et donc de réduire le coefficient de frottement.

1.2.1.4.4 Les pertes de puissances par glissement au contact :

Pour une lubrification en régime mixte, Diab *et.al.* [19] établit une loi de frottement dans laquelle les aspérités des surfaces et les propriétés du lubrifiant sont prises en compte, d'où l'équation suivante.

$$\tau = \frac{A_c}{A_0} \tau_{sec} + \left(1 - \frac{A_c}{A_0}\right) \cdot \tau_{fluide} \quad (I.13)$$

Avec :

τ	Contrainte de cisaillement dans le film d'huile du lubrifiant	[Pa]
A_c	Aire de contact réelle	[m ²]
A_0	Aire de contact apparente	[m ²]
τ_{sec}	Contrainte de cisaillement sec	[Pa]
τ_{fluide}	Contrainte de cisaillement fluide	[Pa]

Dans ses recherches pour estimer la puissance dissipée dans les paliers à roulement Nélias *et.al* [6] a développé une loi de frottement pour un contact bille/bague dans le roulement. Le taux de cisaillement peut s'exprimer sous cette forme en prenant en compte les effets élastiques :

$$\tau_{fluide} = -\tau_l \cdot \ln \left[\left(\frac{\eta}{\tau_l} \right) \left(\frac{V_g}{h} - \frac{V_r}{G} \frac{d\tau}{ds} \right) + \sqrt{\left(\frac{\eta}{\tau_l} \right)^2 \left(\frac{V_g}{h} - \frac{V_r}{G} \frac{d\tau}{ds} \right)^2 + 1} \right] \quad (I.14)$$

Avec :

τ_l	Taux de cisaillement limite	[Pa]
η	Viscosité dynamique du lubrifiant	[Pa.s]
S	Coordonnée relative au glissement	[m]
V_g	Vitesse de glissement	[m.s ⁻¹]
V_r	Vitesse de roulement	[m.s ⁻¹]
G	Module élastique du lubrifiant	[Pa]

A partir de cette formule, la perte de puissance par cisaillement du film d'huile est définie dans l'équation I.15. Le problème étant axisymétrique, la double intégration est réalisée sur un quart de la surface de contact.

$$P_{cisaillement} = 4 \int_0^a \int_0^{b \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}} \left[\tau(x, y) \cdot (Vg_p(x, y) + Vg_m(x, y)) \right] dx dy \quad (I.15)$$

Avec :

$P_{cisaillement}$	Perte de puissance par cisaillement du film d'huile	[W]
a	Demi-ellipse de contact dans le sens du roulement	[m]
b	Demi-ellipse de contact dans le sens perpendiculaire au roulement	[m]
Vg_p	Vitesse de glissement due au pivotement	[m/s]
Vg_m	Vitesse de glissement pur	[m/s]

Dans cette équation, les vitesses de glissement dues au pivotement et glissement pur ont été définies dans le paragraphe 1.2.1.4.

1.2.1.5 Les pertes de puissance au contact corps roulants/cage et bagues/cage

Dans la littérature, des analyses de type palier fluide sont la plupart du temps retenues pour estimer les efforts de frottement au contact cage/corps roulants et cage/bagues [20][21]. Le couple de frottement dû au cisaillement du film d'huile peut s'exprimer sous la forme :

$$C_f = \frac{2\eta L \pi R^3 \Delta\omega}{\varepsilon_r} \quad (1.16)$$

Avec :

C_f	Couple de frottement dans un palier fluide	[N.m]
η	Viscosité dynamique du lubrifiant	[Pa.s]
L	Largeur du palier	[m]
R	Rayon moyen du palier	[m]
$\Delta\omega$	Différence de vitesse angulaire au sein du palier	[rad.s ⁻¹]
ε_r	Jeu radial	[m]

En prenant l'hypothèse que les jeux entre la cage et les corps roulants sont totalement remplis d'huile, la perte de puissance entre les corps roulants et la cage peut s'exprimer sous la forme :

$$P_{c.r./cage} = \frac{2Z\eta e_c \pi D_{c.r.}^3 [\omega_{c.r.} \cos(\beta)]^2}{\varepsilon_t} \quad (1.17)$$

Avec

$P_{c.r./cage}$	Perte de puissance au contact corps roulants cage	[W]
$\omega_{c.r.}$	Vitesse de rotation propre des corps roulants	[rad/s]
e_c	Epaisseur de la cage	[m]
$D_{c.r.}$	Diamètre du corps roulant	[m]
ε_t	Jeu tangentiel corps roulant/cage	[m]
β	Inclinaison de l'axe de rotation du corps roulant par rapport à l'axe de rotation du roulement	[rad]
Z	Nombres de corps roulants	[-]

De la même manière, en supposant que les jeux entre la cage et les bagues intérieures et extérieures sont totalement gavés d'huile. La perte de puissance entre la cage et bague peut s'exprimer sous la forme :

$$P_{cage/bague} = \frac{2\eta L \pi \left(\frac{d}{2}\right)^3 [\Delta\omega]^2}{\varepsilon} \quad (1.18)$$

Avec :

$P_{c.r./cage}$	Perte de puissance au contact corps roulants cage	[W]
$\Delta\omega$	Vitesse de rotation angulaire entre la cage et la bague considérée	[rad/s]
L	Largeur du contact cage/bague	[m]
d	Diamètre moyen du palier cage/bague	[m]
ε	Jeu radial bague/cage	[m]

1.2.1.6 Les pertes par traînée hydrodynamique

Pour des vitesses de rotation importantes, le déplacement des éléments roulants dans le lubrifiant provoque des pertes par traînée aérodynamique. Ces pertes peuvent être prédominantes pour une application hautes vitesses.

Lors de la rotation des éléments roulants, l'huile au sein du roulement est pulvérisée dans l'air. Un mélange air/huile se crée à l'intérieur et autour du roulement. La fraction d'huile

permet de caractériser ce mélange air/huile appelé aussi brouillard d'huile. Cette fraction correspond au pourcentage d'huile dans le volume d'air situé à l'intérieur du palier à roulement. Elle est généralement définie par le terme X.

En 1971, Harris *et.al.* [5] a travaillé sur les pertes dans les roulements à billes. Dans son approche la puissance dissipée par traînée hydrodynamique peut être définie par :

$$Q_{trainee} = Z \frac{\rho_{eff} C_D A}{2} \left(\frac{\omega_m d_m}{2} \right)^3 \quad (1.19)$$

Avec A, le maître couple d'une bille défini par :

$$A = D_{bille} \left(\frac{\pi D_{c.r.}}{4} - e_c \right) \quad (1.20)$$

Avec :

$Q_{trainee}$	Perte de puissance par traînée	[W]
Z	Nombre d'éléments roulants	[-]
ρ_{eff}	Masse volumique du brouillard d'huile	[kg.m ⁻³]
C_D	Coefficient de traînée d'un corps roulant	[-]
ω_m	Vitesse orbitale de la bille par rapport au carter	[rad.s ⁻¹]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
$D_{c.r.}$	Diamètre de la bille	[m]
e_c	Epaisseur de la cage	[m]

Dans une première approche, le coefficient de traînée du corps roulant correspond au coefficient de traînée d'une sphère dans un milieu isolé. Cependant, cette hypothèse ne permet pas d'avoir une bonne estimation du coefficient de traînée d'un corps roulant. En effet, au sein d'un palier à roulement, un corps roulant n'est pas isolé. L'écoulement du lubrifiant est affecté par l'alignement des corps roulants

Cette disposition a pour conséquence de modifier le coefficient de traînée. Pour étudier ce phénomène Marchesse *et. al.* [22] ont développé une approche numérique pour estimer le coefficient de traînée d'un élément roulant. Dans cette approche, le coefficient de traînée a été calculé pour différents cas : sphère isolée, sphères alignées avec ou sans cage. Les résultats de cette approche sont présentés sur la Figure 12. Sur cette figure, l'axe des ordonnées représente le rapport du coefficient de traînée pour différents cas divisé par le coefficient de traînée d'une sphère dans un milieu infini. L'axe des abscisses représente le nombre de Reynolds.

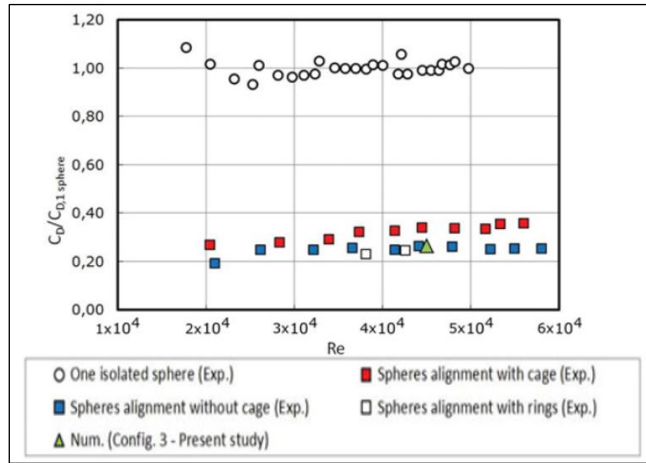


Figure 12: Approche CFD pour étudier les pertes par traînée dans les paliers à roulements[22]

La Figure 12 souligne que le coefficient de traînée est réduit dans le cas où plusieurs sphères sont alignées comparé au cas où la sphère est isolée. De plus, la distance entre les sphères a un impact sur le coefficient de traînée. De plus, la distance entre les corps roulants a un impact sur le coefficient de traînée. Sur la Figure 13, l'axe des ordonnées représente le rapport du coefficient de traînée pour différents cas divisé par le coefficient de traînée d'une sphère dans un milieu infini. Toujours sur la Figure 13, le graphe des abscisses représente le rapport entre la distance entre les corps roulants et leurs diamètres.

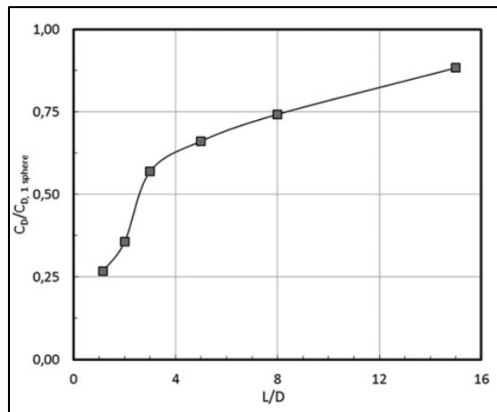


Figure 13: Coefficient de traînée en fonction de la géométrie des corps roulants[22]

La Figure 13 souligne que l'augmentation de la distance entre les corps roulants a pour conséquence d'augmenter le coefficient de traînée des corps roulants. En effet, les écoulements sont moins affectés par l'alignement des corps roulants lorsque la distance entre les différents corps augmente.

Toujours dans l'équation I.19, ρ_{eff} correspond à la masse volumique du brouillard d'huile. Elle est définie par l'équation ci-dessous :

$$\rho_{eff} = X \cdot \rho_{huile} + (1 - X) \cdot \rho_{air} \quad (I.21)$$

Où X représente la fraction d'huile volumique au sein d'un palier roulement. Cette fraction d'huile est définie dans l'équation I.22. La fraction d'huile très influence dans l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement.

$$X = \frac{V_{huile}}{V_{total}} \quad (I.22)$$

Avec :

V_{huile}	Volume d'huile au sein du palier à roulement	$[m^3]$
V_{total}	Somme du volume d'air et d'huile au sein du palier à roulement	$[m^3]$
X	Fraction d'huile volumique	$[-]$

Pour étudier l'impact de la fraction d'huile et du coefficient de traînée dans un palier à roulement Pouly *et.al.*[23] ont développé sur un modèle numérique. Ce modèle a été défini pour un roulement à billes à contact oblique avec une lubrification par la bague intérieure. Pour ce modèle, la bague extérieure est fixe et la bague intérieure est tournante. La fraction d'huile et le coefficient de traînée sont définis par :

$$\begin{cases} C_D = 0.09 \\ X = 3.14 \cdot 10^2 \frac{\dot{m}_{huile}^{0.37}}{\rho_{huile}^{0.37} \cdot \omega \cdot d_m^{1.7}} \end{cases} \quad (1.23)$$

Avec :

C_D	Coefficient de traînée d'un corps roulant	[-]
d_m	Diamètre moyen du palier à roulement	[m]
ρ_{huile}	Masse volumique du lubrifiant	[kg.m ⁻³]
\dot{m}_{huile}	Débit massique du lubrifiant	[kg/s]
ω	Vitesse de rotation de la bague intérieure	[rad.s ⁻¹]

Dans l'équation 1.23, pour prendre en compte l'impact des corps roulants sur l'écoulement, le coefficient de traînée est inférieur à celui d'une sphère dans un milieu isolé. Cette équation a été validée pour des applications hautes vitesses. Des approches CFD ont aussi été développées pour étudier la fraction d'huile au sein d'un palier à roulement[24].

La fraction d'huile est un paramètre déterminant pour étudier les échanges thermiques au sein d'un palier à roulement ainsi que les pertes par traînée. C'est donc un paramètre très influent dans l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement. A cause du mouvement des différents éléments roulants, il paraît donc impossible de mesurer cette fraction. A noter que Liebrecht *et.al.*[25] a développé une approche numérique pour estimer les pertes par traînée dans un roulement à contact oblique lubrifié par barbotage. Cependant son approche a été réalisée pour un produit ($n \times d_m$) à 0.4 million.

1.2.1.7 Les pertes par roulement hydrodynamique

A l'entrée du contact bille/bague, du fait de la géométrie interne du roulement, le lubrifiant s'accumule et forme un coin d'huile. Ce coin d'huile subit un écrasement et une éjection autour de ce contact, à l'origine du frottement hydrodynamique.

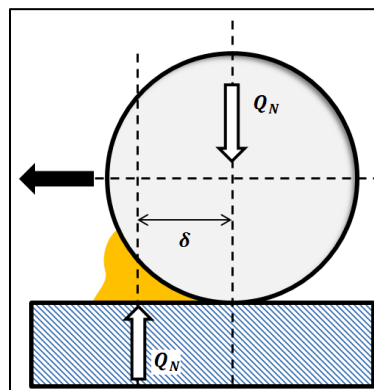


Figure 14: principe du roulement hydrodynamique

Dans ses travaux, Tevaarwerk [26] caractérise le roulement hydrodynamique par la distance δ qui correspond au décalage du centre d'application des charges. Pour un contact EHD, cette distance est définie par :

$$\delta = a[4.45 \cdot (G^*)^{0.022} (W^*)^{-0.87} (U^*)^{0.66} (b/a)^{0.91}] \quad (1.24)$$

A partir de cette distance, la perte due au roulement hydrodynamique est définie par:

$$Q_{roulement} = Q_N \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot \delta \quad (1.25)$$

Avec :

$Q_{\text{roulement}}$	Perte de puissance par roulement hydrodynamique	[W]
Q_N	Charge normale au contact	[N]
ω_1, ω_2	Vitesse de rotation du solide 1 et 2	[rad.s ⁻¹]
G^*	Paramètre adimensionné du matériau	[-]
W^*	Paramètre adimensionné de charge	[-]
U^*	Paramètre adimensionné de vitesse	[-]
a	Demi-ellipse de contact dans le sens du roulement	[m]
b	Demi-ellipse de contact dans le sens perpendiculaire au roulement	[m]

1.2.1.8 Le comportement thermique du lubrifiant

Les pertes thermiques présentées précédemment sont fortement dépendantes du comportement thermique du palier à roulement et notamment du lubrifiant.

Dans les transmissions mécaniques, le lubrifiant a un double rôle : réduire le frottement entre les corps en contact et évacuer la chaleur générée. Il est composé d'une huile de base où différents additifs sont ajoutés pour améliorer ses propriétés[27]. Dans la littérature, deux types d'huile de base sont majoritairement utilisées :

- Le premier type huile provient d'huiles distillées à partir du pétrole brut. Ces huiles dites minérales sont composées d'un mélange de chaînes d'hydrocarbures de structures et de masses différentes.

- Le second type huile correspond à des huiles synthétiques obtenues par synthèse chimique. Elles sont créées par des procédés variés où le carbone est substitué par du Silicone ou du Fluor. Les huiles couramment utilisées dans les transmissions mécaniques sont : les huiles synthétiques Polyalphaoléfinés hydrogénés (PAO), polyglycoles (PAG) et à base d'ester.

Pour améliorer les propriétés des huiles, différents additifs aux huiles de base peuvent être ajoutés en fonction des applications. Cependant, l'ajout d'additifs modifie le comportement physico-chimique du lubrifiant[28].

Pour caractériser les différentes huiles, différents paramètres dépendants de la température sont utilisés :

- **La masse volumique** ρ [kg/m³], pour les fluides utilisés dans les réducteurs mécaniques, sa valeur est comprise entre 800 et 1000 kg/m³. Elle varie en fonction de la température (Equation I.26). Dans cette équation le coefficient de dilatation thermique est supposé constant et égal à 0.00065 pour les huiles. Le terme $\rho_{15^\circ\text{C}}$ correspond à la masse volumique de l'huile à une température de 15 °C.

$$\rho = \rho_{15^\circ\text{C}} - 0.00065 \cdot (T - 288) \quad (I.26)$$

- **La viscosité cinématique** ϑ [m²/s] est très dépendante de la température. L'équation I.27 traduit l'évolution exponentielle de la viscosité en fonction de la température. Les coefficients A_v et B_v sont calculés à partir de deux valeurs de viscosité (généralement à 40°C et 100°C).

$$\log(\log(\vartheta \cdot 10^{-6} + 0.6)) = A_v \cdot \log(T) + B_v \quad (I.27)$$

- **La viscosité dynamique** η [Pa.s], est définie à partir de la viscosité cinématique dans l'équation suivante :

$$\eta = \vartheta \times \rho \quad (I.28)$$

- **Le coefficient de piezo-viscosité** α_p [1/Pa] qui caractérise l'évolution de la viscosité dynamique en fonction de la pression P_o [Pa] et de la viscosité η_o à son entrée du contact. Ce coefficient est défini par l'équation de Barus :

$$\eta = \eta_o e^{\alpha_p P_o} \quad (I.29)$$

-La **conductivité thermique** $k [W/K.m]$ et la **capacité thermique** $C_p, [J/K.kg]$ varient peu d'une huile à l'autre et sont faiblement influencées par la température. Elles sont définies par les équations I.30 et I.31 :

$$k = \frac{-0.03}{400} \cdot (T - 273) + 0.14 \quad (I.30)$$

$$C_p = 3.5 \cdot T(T - 273) + 1800 \quad (I.31)$$

1.2.2 Les modèles globaux existants

L'ensemble des pertes thermiques présentées précédemment peuvent être estimées en utilisant des modèles globaux. Ces modèles sont faciles à développer et permettent de calculer un couple de perte totale pour un palier à roulement. Dans la littérature, deux modèles sont principalement utilisés : le modèle Harris[5] à partir de l'approche de Palmgren [29] et le modèle développé par la société SKF[3].

1.2.2.1 Le modèle Harris

Historiquement, le premier modèle de perte dans les paliers à roulement a été développé à partir des travaux de Palmgren [29] puis repris ensuite par Harris[5]. Le couple de perte global d'un palier à roulement est divisé en deux contributions : Couple dépendant de la charge (M_1) et celui indépendant (M_o)

$$\begin{array}{l} \text{Pour } \vartheta N > \\ 2.10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.min} \end{array} \quad M_o = 10^3 \cdot f_o \cdot (\vartheta \times n)^{2/3} \cdot (d_m)^3 \quad (I.32)$$

$$\begin{array}{l} \text{Pour } \vartheta N < \\ 2.10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.min} \end{array} \quad M_o = 16 \cdot f_o \cdot (d_m)^3 \quad (I.33)$$

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^{a*} \cdot (d_m)^{b*} \quad (I.34)$$

Avec :

M_1	Couple de perte dépendant de la charge	$[N.m]$
M_o	Couple de perte indépendant de la charge	$[N.m]$
f_o	Facteur fonction du type de roulement et lubrification	$[-]$
ϑ	Viscosité cinématique du lubrifiant	$[m^2/s]$
f_1	Facteur fonction de la charge statique équivalente et statique de base	$[-]$
P_1	Combinaison des charges axiales et radiales	$[N]$
a^* et b^*	Facteurs de correction en fonction du type de roulement	$[-]$
d_m	Diamètre moyen du roulement	$[m]$
n	Vitesse de rotation du roulement	$[tr/min]$

Les paramètres f_o , f_1 , a^* et b^* proviennent d'expériences menées il y a plusieurs dizaines d'années. Ils n'ont pas été définis pour des vitesses de rotation élevées mais pour des paliers à roulements du catalogue de l'époque.

1.2.2.2 Le modèle SKF

Plus récemment, un deuxième modèle de perte dans les paliers à roulement a été développé par le fabricant SKF [3]. A l'inverse de l'approche développée par Palmgren et Harris, ce modèle est basé sur l'utilisation d'outils numériques. Le couple de perte total est divisé en trois contributions : M_{rr} couple causé par le roulement des corps roulants, M_{sl} couple dû au glissement des éléments roulants et M_{drag} qui correspond au couple de perte par traînée lié au type de lubrification. Ces différents couples de pertes sont détaillés dans les équations suivantes,

Couple de perte par roulement :

$$M_{rr} \times 10^3 = \phi_{ish} \phi_{rs} G_{rr} (\vartheta \times 10^6 \times n)^{0.6} \quad (1.35)$$

Avec :

M_{rr}	Couple de perte dû au roulement	[N.m]
ϕ_{ish}	Facteur de réduction thermique à l'entrée du contact	[-]
ϕ_{rs}	Facteur d'assèchement/suralimentation	[-]
G_{rr}	Variable en fonction du roulement, de sa géométrie et des conditions d'utilisation	[-]
ϑ	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
n	Vitesse de rotation du roulement	[tr/min]

Les facteurs ϕ_{ish} et ϕ_{rs} corrigent le couple de perte par roulement. Le facteur de ϕ_{ish} correspond à l'influence du cisaillement du lubrifiant sur la thermique. Le facteur ϕ_{rs} correspond à l'éjection du lubrifiant au niveau du contact qui permet de modéliser la sous-alimentation du contact. Ils sont définis dans les équations ci-dessous :

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1.84 \times 10^{-9} \cdot (n \times d_m \times 10^3)^{1.28} \cdot (\vartheta \times 10^3)^{0.64}} \quad (1.36)$$

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot \vartheta \times 10^6 \cdot N \sqrt{K_z / 2(D-d) \times 10^3}}} \quad (1.37)$$

Ces coefficients dépendent fortement de la vitesse de rotation. A noter que le produit $n \cdot \vartheta$ est plus important pour des températures faibles. Ces coefficients ont donc plus d'importance en phase de démarrage.

Le terme $(\vartheta \times 10^6 \times n)$ est présent dans le calcul du couple de perte indépendant de la charge (M_0) du modèle et dans celui du couple de perte par roulement du modèle SKF (M_{rr}). Dans le modèle Harris ce terme est à la puissance 2/3 et dans le modèle SKF il est à la puissance 0.6. Il y a donc une certaine similitude entre ces deux modèles globaux.

Couple de perte par glissement :

$$M_{sl} \times 10^3 = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (1.38)$$

Avec :

M_{sl}	Couple de perte dû au glissement
G_{sl}	Variable en fonction du roulement, de sa géométrie et des conditions d'utilisation

Avec μ_{sl} , le coefficient de frottement défini dans l'équation suivante

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL} \quad (1.39)$$

Avec

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2.6 \times 10^{-8} (\vartheta \times 10^6 N)^{1.4} (d_m \times 10^3)}}$$

Ce coefficient permet l'interpolation entre le régime de lubrification limite μ_{bl} et le régime de lubrification complet μ_{EHL} .

Couple de perte par traînée :

-Pour les roulements à billes, le couple de perte par traînée est défini par :

$$M_{trainée\ SKF} \times 10^3 = 0.4 \cdot H_m \cdot K_z \cdot (d_m \times 10^3)^5 \cdot N^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot (d_m \times 10^3)^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^3 \cdot f_t}{\vartheta \times 10^6}\right)^{-1.379} \cdot R_s \quad (1.40)$$

-Pour les roulements à rouleaux, le couple de perte par traînée est défini par:

$$M_{trainée\ SKF} \times 10^3 = 0.4 \cdot H_m \cdot K_{roll} \cdot C_w \cdot B \cdot (d_m \times 10^3)^4 \cdot N^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot (d_m \times 10^3)^3 \cdot \left(\frac{n \cdot (d_m \times 10^3)^3 \cdot f_t}{\vartheta \times 10^6}\right)^{-1.379} \cdot R_s \quad (1.41)$$

Avec :

d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
n	Vitesse de rotation du roulement	[tr/min]
ϑ	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
C_w, K_{roll}, K_z	Facteurs dépendants du type de roulement et de sa géométrie	[-]
f_t, R_s, H_m	Facteurs dépendants du niveau d'huile dans le roulement	[-]

Le couple de traînée a été développé pour un roulement lubrifié par barbotage. Pour une lubrification par injection, la hauteur d'huile est égale à la moitié d'un élément roulant. Le couple de perte dépend fortement de la vitesse de rotation ainsi que de la hauteur d'immersion du roulement. Cependant le débit d'injection n'est pas pris en compte dans ce modèle de perte par traînée.

Le couple de traînée pour un roulement à billes a un terme d_m^5 . Cependant dans le modèle de perte par traînée défini dans le paragraphe 1.2.1.6 (Equation I.), le diamètre moyen du palier à roulement est à la puissance 3. Il est peut-être possible que pour des paliers à roulements de grande dimension le couple de perte par traînée calculé par le modèle SKF soit surestimé.

1.2.3 Les limites des modèles globaux pour une application hautes vitesses

Les modèles globaux présentés précédemment calculent une puissance globale dissipée au sein d'un palier à roulement. L'objectif de cette partie est de comparer la puissance dissipée calculée à partir de ces modèles avec des valeurs expérimentales, notamment pour une application hautes vitesses.

Les valeurs expérimentales proviennent d'une étude menée Stanley I. Pinel *et.al.* [30]. Dans cette étude un roulement à contact oblique a été testé pour des applications très hautes vitesses. Les conditions de fonctionnement et les caractéristiques du palier à roulement testé sont présentées dans le Tableau 1.

Tableau 1: Caractéristiques et conditions de fonctionnement du palier à roulement testé

Désignation	Valeur
Débit huile injectée	0.76 L/min
Température huile injectée	120°C
Effort axial	667 N
Vitesse de rotation	[28000-47000-65000] tr/min
Diamètre moyen du roulement testé	48.5 mm

La Figure 15 présente les puissances dissipées dans le palier à roulement calculées grâce aux modèles Harris et SKF. Les résultats des deux modèles sont comparés avec les valeurs expérimentales. Pour ces deux modèles globaux, les pertes sont calculées à la température de l'huile injectée.

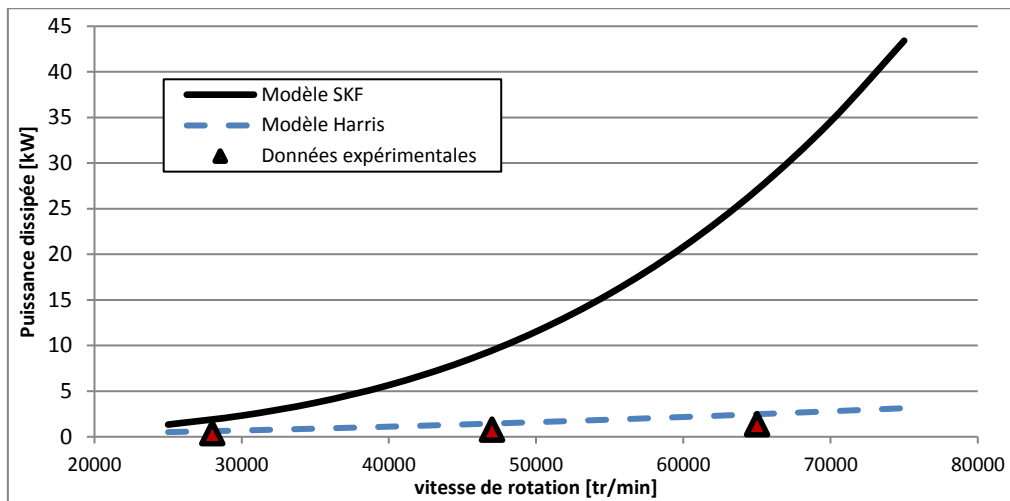


Figure 15: Comparaison des modèles de perte avec des données expérimentales

Sur la Figure 15, la perte calculée par le modèle SKF est surestimée du fait de son comportement exponentiel. Le modèle Harris a un comportement plus linéaire avec l'augmentation de la vitesse. Les puissances calculées avec ce modèle semblent être du même ordre de grandeur que les valeurs expérimentales.

1.2.3.1 Recalage du modèle Harris

La Figure 16 présente les puissances dissipées dans un palier à roulement en fonction de la vitesse de rotation. Deux valeurs de f_0 ont été utilisées dans le modèle Harris pour calculer la puissance dissipée. Le modèle Harris impose un f_0 égale à 6.6. Cependant pour un f_0 égale à 3.3, le modèle Harris permet d'avoir une estimation correcte de la puissance dissipée dans le palier à roulement.

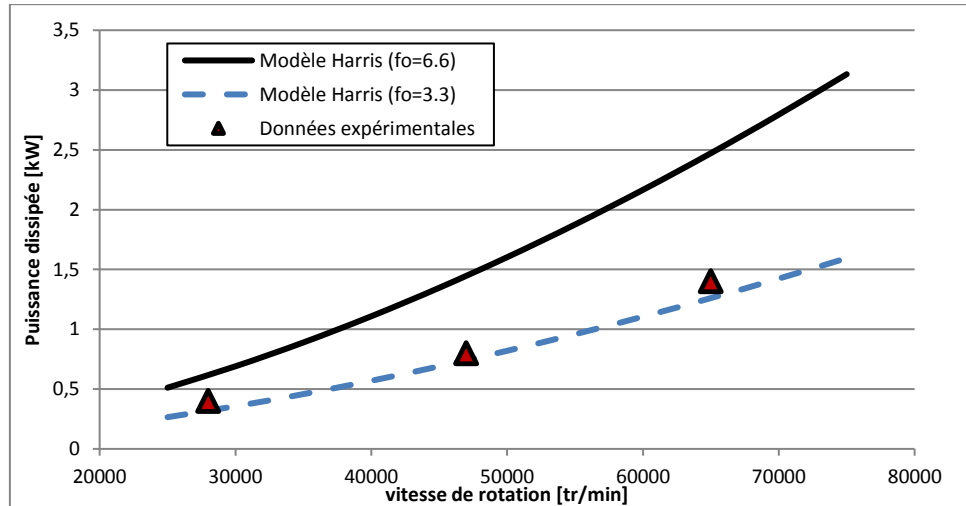


Figure 16: Recalage du modèle Harris avec l'expérimentale

La Figure 16 souligne que même si les pertes calculées par le modèle Harris sont du même ordre de grandeur. Il y a toujours un décalage entre les résultats du modèle et les mesures expérimentales. Ce décalage peut être réduit uniquement en modifiant les coefficients f_0 et f_1 des modèles.

1.2.3.2 Divergence du modèle SKF

La Figure 17 représente les différentes contributions du modèle SKF pour le calcul de la puissance totale dissipée dans un palier à roulement

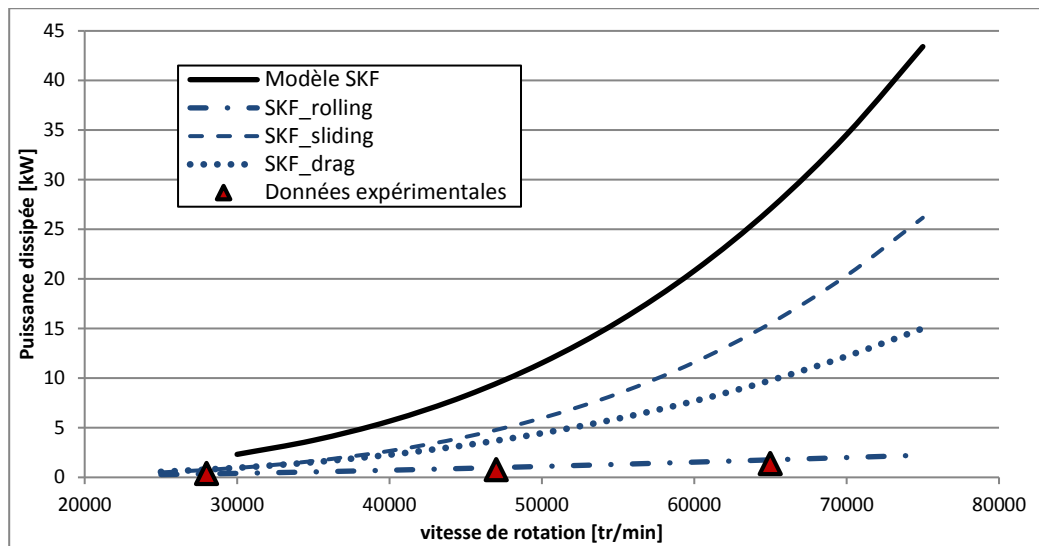


Figure 17: modèle SKF détaillé

La Figure 17 souligne que les pertes dues au glissement ainsi qu'à la traînée sont surestimées. Seule la perte due au roulement reste dans le même ordre de grandeur que la perte totale mesurée expérimentalement.

La perte due au glissement fait intervenir un coefficient de frottement. Il pourrait être intéressant de modifier cette valeur pour avoir des résultats plus proches des valeurs expérimentales.

A l'inverse pour la perte par traînée, le nombre important de coefficients ne permet pas de recalibrer le modèle. Il serait donc plus intéressant d'utiliser d'autres modèles existants.

1.2.3.3 Les limites des modèles globaux

Le modèle SKF a une décomposition des pertes basée sur la physique du palier à roulement. Cependant les pertes par traînée et glissement semblent être surestimées par rapport aux valeurs expérimentales pour des applications hautes vitesses. De plus, beaucoup de paramètres sont nécessaires pour le calcul de perte. Il semble donc difficile de recalibrer le modèle à partir de données expérimentales.

Le modèle Harris n'est à priori pas adapté pour un fonctionnement hautes vitesses, mais il donne de meilleur résultat vis-à-vis de l'expérience. Cependant les coefficients f_0 et f_1 doivent généralement être modifiés pour recalibrer les valeurs numériques avec les données expérimentales. Dans la suite de l'étude ce modèle sera utilisé pour estimer la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement. En effet, contrairement au modèle SKF, le modèle Harris peut être plus facilement recalibré par rapport aux valeurs expérimentales. De plus, pour un comportement hautes vitesses, les puissances calculées sont du même ordre de grandeur que celles mesurées.

Enfin les deux modèles ne prennent pas en compte des paramètres qui peuvent être influents sur le couple de perte dans un palier à roulement. Par exemple, le débit d'injection d'huile pour une lubrification par injection n'est pas pris en compte dans les modèles. Il semblerait intéressant dans la suite de l'étude d'étudier l'influence de ces paramètres sur le couple de perte des paliers à roulements.

1.3 Modélisation du comportement thermique du palier à roulement

La puissance générée au sein d'un palier à roulement est dissipée dans les solides et le lubrifiant. Des transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement sont présents au sein d'un palier à roulement. Dans la littérature, plusieurs approches sont utilisées pour modéliser le comportement thermique d'un palier à roulement.

1.3.1 Modélisation du comportement thermique par une approche « éléments finis »

Une approche par éléments finis peut être utilisée pour étudier le comportement thermique d'un palier à roulement. Cette approche permet d'obtenir un champ de température détaillé à l'intérieur d'un solide. Elle est généralement utilisée pour prédire une éventuelle défaillance d'un composant due à une surchauffe. Les études présentées sur la Figure 18 suivent le même protocole :

Dans une première phase, une géométrie CAO du palier à roulement est réalisée. Des informations sur la géométrie interne du palier à roulement sont donc nécessaires. Puis les différents solides qui composent le palier à roulement sont discrétisés en mailles de dimensions variables. Des conditions limites sont imposées sur les différentes faces du palier à roulement. Au sein du roulement, un échange thermique par convection dans l'huile est généralement imposé. Cet échange est caractérisé par un coefficient d'échange thermique entre le lubrifiant et les solides.

Les pertes thermiques sont généralement calculées en utilisant des modèles locaux. Ces pertes thermiques sont ensuite injectées dans le modèle éléments finis au niveau des contacts. Enfin, la distribution de température au sein des solides du palier à roulement est calculée.

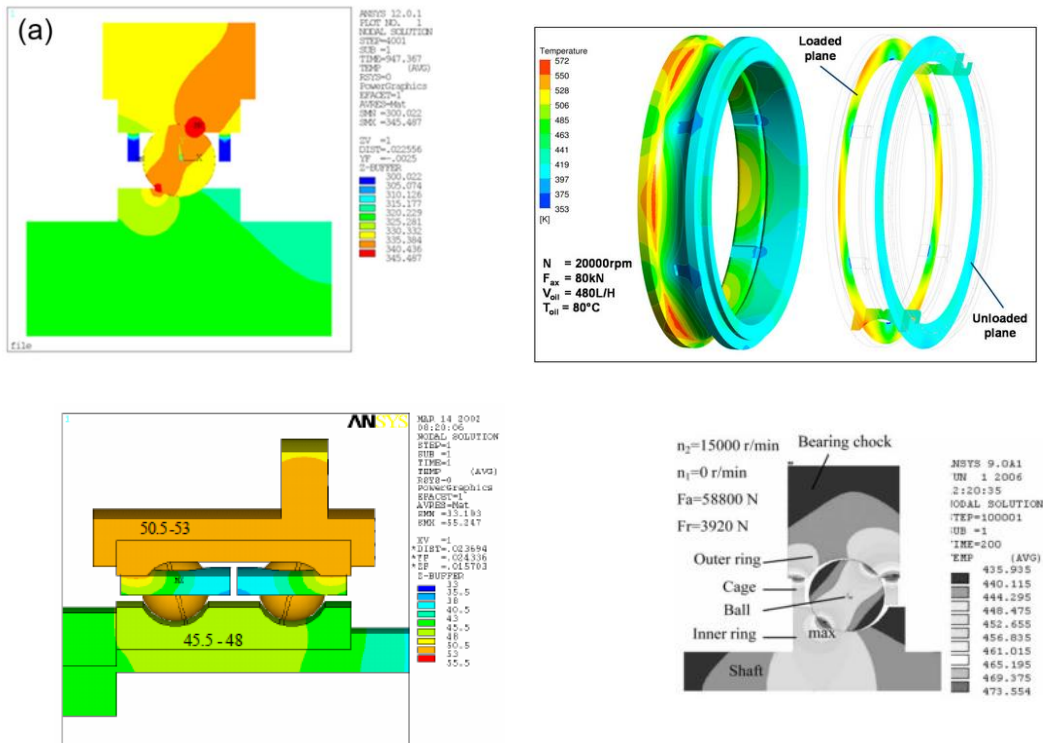


Figure 18: Etude des transferts thermiques dans un roulement par une approche éléments finis [31] [32] [33]

Une approche par éléments finis permet d'obtenir une distribution très précise du champ de température au sein des différents solides du palier à roulement. Cependant, du fait de la finesse du maillage et de la complexité des échanges thermiques, les temps de calcul sont beaucoup trop importants pour permettre une analyse paramétrique simple. De plus, cette approche requiert des informations sur la géométrie interne du palier à roulement pour réaliser la géométrie CAO. Enfin, un code de calcul spécifique doit être utilisé pour calculer les puissances dissipées.

1.3.2 Modélisation du comportement thermique par une approche Réseau thermique

1.3.2.1 Présentation de réseau thermique de paliers à roulements

Pour réduire le temps de calcul et obtenir un couplage entre perte de puissance et comportement thermique l'approche dite des réseaux thermiques peut être utilisée. Dans cette approche, le palier à roulement est discrétisé en plusieurs nœuds isothermes. Les nœuds sont connectés par des résistances thermiques qui modélisent un échange de chaleur. Les pertes sont calculées à partir de modèles locaux et à la température de certains nœuds du réseau. Elles sont injectées dans le réseau thermique au niveau des différents contacts. Il y a donc une interconnexion entre la puissance dissipée et le comportement thermique du palier à roulement. La Figure 19 représente différents réseaux thermiques de paliers à roulements. Ces réseaux thermiques modélisent le comportement thermomécanique d'un palier à roulement pour une application spécifique (palier à roulement d'électrobroche, roulement à rouleaux pour une application ferroviaire...).

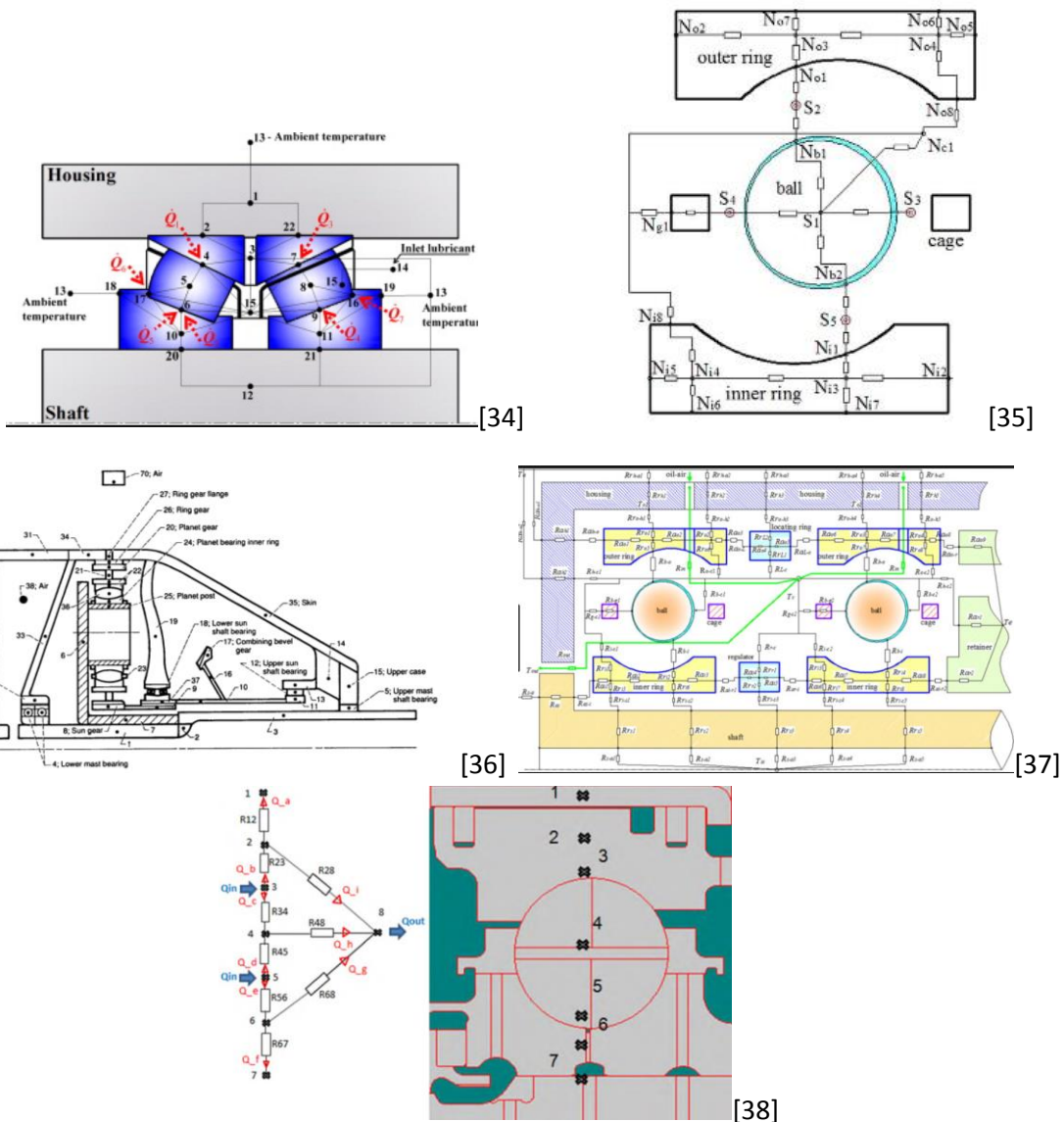


Figure 19: Réseau thermique de paliers à roulements

L'utilisation d'un réseau thermique permet de réduire le temps de calcul tout en gardant un bon compromis entre le niveau d'informations obtenues et la rapidité des calculs associés pour réaliser un couplage thermomécanique. Dans la littérature, plusieurs approches ont été développées pour étudier les paliers à roulements fonctionnant à hautes vitesses.

Cependant, ces approches étaient consacrées à l'étude de roulement à billes à contact oblique pour une électrobroche. [39][40][41][42][43][44]. Ces paliers à roulements fonctionnent pour des conditions d'utilisation très spécifiques qui ne sont pas comparables avec les paliers à roulements de réducteurs mécaniques.

1.3.2.2 Le réseau thermique d'un palier à roulement pour application hautes vitesses

Pour modéliser le comportement thermomécanique d'un roulement à billes à contact oblique en régime transitoire et permanent, F Pouly *et.al.* [45] ont développé un réseau thermique. Le palier à roulement étudié est soumis uniquement à une charge axiale et pour des applications hautes vitesses. Il est lubrifié par injection au niveau de la bague intérieure. Ces conditions de fonctionnement sont similaires à celles étudiées dans le cadre de la thèse.

Dans ce modèle détaillé, le palier à roulement est discrétisé en une dizaine de nœuds (Figure 20). Les pertes y sont injectées sur les différents points de contact : contact bille/bagues (nœuds 3 et 5) et dans le fluide à l'intérieur du palier (nœud 12). Des pertes par traînée sont injectées au niveau du nœud 12. Les pertes sont donc calculées en fonction de la température du lubrifiant. Entre les différents nœuds, les résistances thermiques modélisent des transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement.

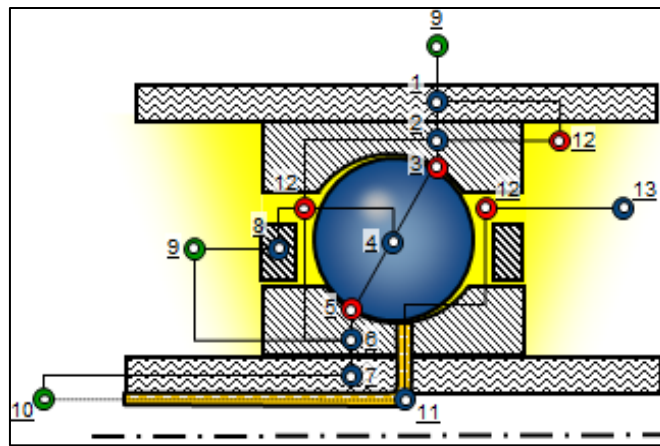


Figure 20: réseau thermique F. POULY

Ce modèle permet une bonne estimation du comportement thermomécanique d'un palier à roulement. Le réseau thermique permet d'avoir une distribution de température dans le palier à roulement étudié.

Cependant ce modèle requiert des informations très précises sur la géométrie interne du palier à roulement (rayons de gorge, diamètre des éléments roulants...). A partir de cette géométrie interne la cinématique interne du palier à roulement doit être calculée. Ce calcul requiert l'utilisation de codes spécifiques. Ces informations peuvent être obtenues uniquement en travaillant avec un fabricant de palier à roulement. Enfin cette approche ne peut pas être facilement adaptée pour différents paliers à roulements.

1.3.2.3 Les limites d'une approche réseau thermique

Dans une approche réseau thermique, les pertes thermiques sont calculées à partir de modèles locaux. Des codes de calculs spécifiques sont donc utilisés afin d'estimer ces différentes pertes. Ces codes requièrent des informations très précises sur la géométrie interne puis sur la cinématique du palier à roulement. Or ces informations ne sont généralement pas fournies par les fabricants de palier à roulement.

Parmi les différents réseaux thermiques présents dans la littérature, le réseau thermique développé par Zahedi *et. al.* [39] utilise un modèle global pour estimer les pertes thermiques injectées dans le palier à roulement (Figure 21). Les pertes thermiques sont injectées au niveau du corps roulant, de la bague intérieure et extérieure. Cependant la distribution des pertes est réalisée de manière arbitraire. En effet la perte totale est divisée en

trois contributions qui sont injectées sur les nœuds corps roulants, bague extérieure, bague intérieure.

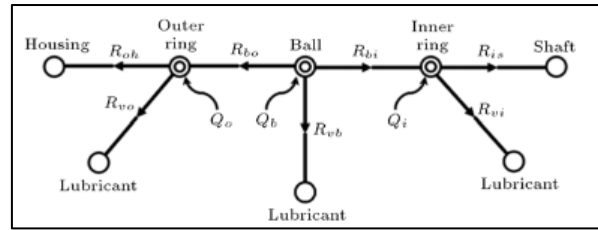


Figure 21: Réseau thermique Zahedi

Enfin, pour étudier le comportement thermique d'une transmission, le palier à roulement est généralement supposé isotherme[46][47][48]. Cette approche est facilement utilisable car elle requiert uniquement la géométrie extérieure du palier à roulement. La température est obtenue par équilibre thermique entre les pertes injectées dans le système et les échanges de chaleurs avec le milieu extérieur. Dans cette approche globale, les pertes sur les différents contacts ne sont pas dissociées. Une seule perte globale est calculée en utilisant un modèle global. Cette modélisation est couramment utilisée pour modéliser le roulement dans un système plus complexe (Figure 22). Cependant, le gradient thermique entre les bagues du palier à roulement n'est pas pris en compte.

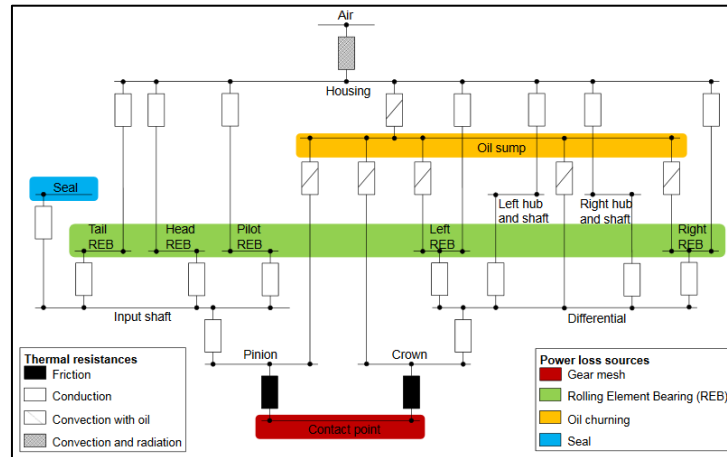


Figure 22: Réseau thermique d'un essieu de camion[46]

1.3.3 La méthode des réseaux thermiques

1.3.3.1 Principe des réseaux thermiques

L'idée principale d'une approche de type réseau thermique est de réaliser une discrétisation macroscopique du système étudié de manière à réduire le temps de calcul. Cependant, cette discrétisation doit être assez fine de manière à obtenir des informations locales. Pour cela, un compromis entre la précision du modèle et le nombre de données nécessaires doit être trouvé. Le recul et l'expérience sont importants pour comprendre les phénomènes thermiques et la finesse des modèles à leur associer. Dans la littérature la méthode des réseaux thermiques est couramment utilisée pour modéliser le comportement mécanique d'une transmission [49] [50] [51].

Sur les différents nœuds, le premier principe de la thermodynamique est appliqué, ce qui correspond à la conservation d'énergie dans un système fermé sous la forme :

$$\text{Taux de variation d'énergie interne d'un système} = \text{Puissance transférée} + \text{Puissance générée dans le système}$$

Ce qui correspond sous forme d'équation :

$$mC_p \frac{dT}{dt} = (\dot{Q}_{entrant} - \dot{Q}_{sortant}) + \dot{Q}_{interne} \quad (1.42)$$

Pour certains nœuds du système, la température est imposée (air ambiant, huile injection ...) et la puissance entrante ou sortante doit donc être calculée. Ces nœuds appelés « nœuds limites », permettent de fixer les limites du réseau thermique. La difficulté est alors de discrétiser le reste du système en utilisant un nombre de nœuds adéquats.

La variation de l'énergie interne dans le système dépend directement des échanges thermiques avec les systèmes voisins. Trois types de transferts thermiques peuvent être définis :

- La conduction qui caractérise le flux de chaleur au sein d'un solide.
- La convection qui caractérise le flux de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement.
- Le rayonnement qui caractérise le flux de chaleur entre deux solides ou fluides séparés par un espace.

1.3.3.2 Le système d'équation matriciel

La méthode des réseaux thermiques est basée sur une analogie électrique. Elle consiste à discrétiser un système en plusieurs nœuds isothermes reliés par des résistances thermiques. Dans ce nouveau réseau équivalent à un circuit électrique, l'intensité du courant I devient un flux de chaleur Q entre les nœuds. La Tension U devient la différence de température entre nœuds ΔT et la résistance électrique R devient la résistance thermique R_{th} . L'équation I.43 est obtenue par analogie avec la loi d'Ohm :

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (I.43)$$

Sur chaque nœud du réseau, le premier principe de la thermodynamique est appliqué (Equation I.44):

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i \cdot Cp_i} \left[Q_i - \sum \frac{(T_i - T_j)}{R_{th,ij}} \right] \quad (I.44)$$

Avec :

T_i, T_j	Températures des nœuds i et j	[K]
t	Temps	[s]
Cp_i	Chaleur massique de l'élément	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
m_i	Masse de l'élément i	[kg]
Q_i	Valeur de la puissance thermique injectée au nœud i	[W]
$R_{th,ij}$	Résistance thermique entre les nœuds i et j	[K/W]

En reprenant les notations introduites par Changenet [52] l'équation I.44 peut s'exprimer sous une forme matricielle pour faciliter les calculs :

$$[M]\{T'\} = \{Q\} - [S]\{T\} \quad (I.45)$$

La matrice d'inertie thermique $[M]$ est définie par :

$$\begin{cases} i \neq j & M_{ij} = 0 \\ i = j & M_{ii} = m_i \cdot Cp_i \end{cases}$$

Et la matrice de conductance $[S]$ est définie à partir de l'inverse des résistances thermiques :

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

Avec :

$\{T\}$	Vecteur températures	[K]
---------	----------------------	-----

{T'}	Vecteur des dérivées des températures par rapport au temps	[K/s]
{Q}	Vecteur des flux de chaleur	[W]
[M]	Matrice d'inertie thermique	[J. K ⁻¹]
[S]	Matrice de conductance thermique	[W. K ⁻¹]

1.3.3.3 La résolution matricielle du système d'équations

Dans le cas stationnaire, la variation de température au cours du temps est nulle. Les vecteurs Température et Perte sont séparés en 2 parties : valeurs connues ou valeurs inconnues. Les valeurs connues correspondent aux conditions limites du réseau thermique. Elles sont imposées en début de chaque calcul.

$$\begin{Bmatrix} Q_{inc} \\ Q_{connu} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 & S_2 \\ S_3 & S_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{connu} \\ T_{inc} \end{Bmatrix} \quad (1.46)$$

Dans un premier temps, les températures inconnues sont calculées à partir des pertes. Comme les matrices [S] et {Q_{connu}} dépendent de la température, la résolution de cette équation se fait donc par processus itératif

$$T_{inc} = S_4^{-1}(Q_{connu} - S_3 T_{connu}) \quad (1.47)$$

Une fois toutes les températures connues, les puissances échangées au niveau des nœuds limites sont calculées

$$Q_{inc} = S_2 T_{inc} + S_1 T_{connu} \quad (1.48)$$

En régime transitoire, le calcul des T_{inc} fait intervenir une équation différentielle du 1^{er} ordre. Le système matriciel s'écrit alors :

$$\begin{Bmatrix} C_{inc} \\ C_{connu} \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{connu}' \\ T_{inc}' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_{inc} \\ Q_{connu} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} S_1 & S_2 \\ S_3 & S_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} T_{connu} \\ T_{inc} \end{Bmatrix} \quad (1.49)$$

D'où l'équation différentielle matricielle décrivant l'évolution des températures du système :

$$C_{connu} \cdot T_{inc}' = Q_{connu} - S_3 T_{connu} - S_4 T_{inc} \quad (1.50)$$

Pour les nœuds limites, T_{connu}' est nulle, l'équation I.47 peut être utilisée pour calculer la chaleur absorbée par ces nœuds.

1.3.4 Les résistances thermiques

Les différents nœuds du système sont reliés par des résistances thermiques. Ces résistances permettent de modéliser les différents flux de chaleur (convection, conduction, rayonnement) au sein d'un palier à roulement. Dans cette partie, les calculs des différentes résistances thermiques sont présentés pour chaque transfert thermique.

1.3.4.1 Conduction

Pour le calcul du transfert thermique par conduction la loi de Fourier est utilisée. Cette loi modélise le transfert de chaleur dans un solide d'un système chaud vers un point froid[53].

$$\vec{q} = -k \overrightarrow{grad}T \quad (1.51)$$

Avec :

q	Flux de chaleur surfacique	[W/m ²]
k	Conductivité thermique du matériau	[W/m. K]
x	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
T	Température	[K]

En appliquant l'équation 43 à une barre de longueur L et de section A dans un cas unidimensionnel. Le flux de chaleur entre les deux extrémités s'exprime donc par :

$$Q_{i \rightarrow j} = \frac{k \cdot A}{L} (T_j - T_i) \quad (1.52)$$

La résistance thermique associée à ce transfert est définie par :

$$R_{th\ i \rightarrow j} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (1.53)$$

La même méthode est appliquée dans le cas d'une condition radiale pour un cylindre creux soumis à un gradient de température entre les faces internes et externes. La résistance thermique obtenue est définie par :

$$R_{th\ i \rightarrow j} = \frac{1}{2\pi \cdot k \cdot L} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \quad (1.54)$$

Avec :

r_o	Rayon extérieur du cylindre	[m]
r_i	Rayon intérieur du cylindre	[m]
L	Longueur du cylindre	[m]
k	Conductivité thermique du solide	[W.m ⁻¹ .°C]

Les résistances de conduction sont utilisées pour modéliser le flux de chaleur à travers les différents solides (bagues, carter, arbre...).

1.3.4.2 Convection

Un transfert thermique par convection est un échange thermique entre un solide et un fluide en mouvement. A cause de la complexité des écoulements au sein d'un palier à roulement, ces échanges convectifs peuvent être difficiles à modéliser. Bien souvent ces phénomènes sont décrits par une analogie avec des configurations simples (cylindre, sphère...) où les lois d'échanges sont connues[53].

Deux types de convection peuvent être distingués :

-La convection naturelle : La vitesse du fluide est due à des différences de masse volumique résultant du gradient de température entre une zone chaude et une zone froide. Au sein du palier à roulement, à cause de la mise en mouvement des solides, il n'y a pas de transfert thermique par convection naturelle.

-La convection forcée : La vitesse du fluide est imposée par une condition externe (vent, jet...). Le flux de chaleur par convection s'exprime à partir de la différence de température entre le fluide j et le solide i

$$Q_{cv\ i \rightarrow j} = \frac{k_{fluide} \cdot A}{L} \cdot Nu(T_j - T_i) \quad (1.55)$$

De la même manière que pour la conduction, une résistance thermique due aux échanges convectifs est définie par :

$$R_{th\ cv\ i \rightarrow j} = \frac{1}{Ah_c} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{k_{fluide} \cdot Nu} \right) \quad (1.56)$$

Avec :

A	Surface d'échange	[m ²]
h_c	Coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .C ⁻¹]
k_{fluide}	Conductivité thermique du fluide	[W.m ⁻¹ .°C]

Le nombre de Nusselt correspond au rapport entre le transfert thermique total et le transfert thermique par conduction dans le fluide. Lorsque le nombre de Nusselt tend vers 1 le fluide est stagnant et les effets de la conduction prédominent. Les travaux de Vaschy-

Buckingham [54] soulignent que le nombre de Nusselt est fonction de deux autres paramètres adimensionnés dans le cas de la convection forcée

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad (1.57)$$

Le nombre de Reynolds (R_e) représente dans un écoulement fluide le ratio entre les efforts d'inertie et les forces visqueuses. Il est défini par :

$$R_e = \frac{V \cdot L}{\vartheta} \quad (1.58)$$

Avec

V	Vitesse du fluide	$[m/s]$
L	Longueur caractéristique	$[m]$
ϑ	Viscosité cinématique	$[m^2 \cdot s^{-1}]$

A partir de ce nombre adimensionnel on peut distinguer trois types d'écoulements :

- Ecoulement **laminaire** : pour un nombre de Reynolds faible, les effets visqueux prédominent
- Régime **transitoire** : l'écoulement reste laminaire mais les forces d'inertie deviennent prépondérantes
- Ecoulement **turbulent** pour un nombre de Reynolds important.

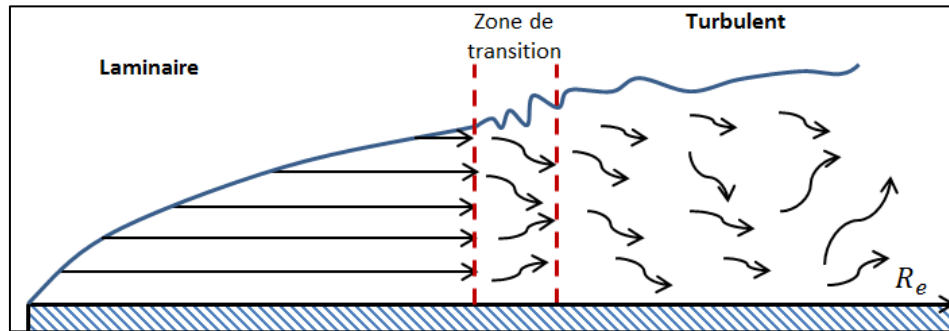


Figure 23: type d'écoulement en fonction du Re pour une plaque plane

Le nombre de Prandtl représente le rapport entre la diffusivité matière (viscosité cinématique) et la diffusivité thermique

$$P_r = \frac{\vartheta}{\alpha} \quad (1.59)$$

Avec :

ϑ	Viscosité cinématique	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
α	Diffusivité thermique	$[m^2 \cdot s^{-1}]$

Les résistances de convection sont utilisées pour modéliser l'échange de chaleur entre les solides et le lubrifiant.

1.3.4.3 Rayonnement

Le rayonnement correspond au flux de chaleur échangé entre deux solides séparés par un espace. La puissance qui irradie un corps peut s'exprimer par la relation suivante [53]:

$$q \propto \sigma \cdot T^4 \quad (1.60)$$

Avec :

σ	Constante de Stefan Boltzmann	$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$	$[-]$
q	Flux de chaleur surfacique		$[W \cdot m^{-2}]$

T Température du solide [K]

Le transfert thermique par rayonnement résulte d'un équilibre entre l'émission et la réception des corps. En faisant l'hypothèse des corps gris les flux de chaleurs peuvent s'exprimer de la manière suivante :

$$Q_{i-j} = f(\varepsilon_i, \varepsilon_j, A_i, A_j, F_{i-j})\sigma(T_j^4 - T_i^4) \quad (1.61)$$

Avec :

F	Facteur de forme	[-]
A	Surface d'émission	[m ²]
ε	Emissivité thermique	[-]

Dans le cas où la surface i rayonne dans un espace beaucoup plus grand, l'expression ci-dessus peut se mettre sous la forme suivante :

$$Q_{i-j} = A_i h_{r,i-j}(T_j - T_i) \quad (1.62)$$

Avec

$$h_{r,i-j} = \varepsilon_i \sigma (T_j^2 + T_i^2)(T_j + T_i) \quad (1.63)$$

La résistance thermique associée à ce rayonnement s'exprime alors sous la forme :

$$R_{th,i-j} = \frac{1}{A_i h_{r,i-j}} \quad (1.64)$$

1.3.4.4 Striction du flux de chaleur « Température Flash »

La chaleur générée par glissement au niveau du contact bille/bague a pour conséquence d'échauffer la zone de contact. Comme cette zone de contact est très réduite, un échauffement local très important est généré. Dans la littérature ce phénomène est couramment appelé « Température flash ».

Blok étudie l'échauffement d'un solide semi infini soumis à un flux de chaleur linéique de largeur $2a$ animé d'une vitesse V perpendiculaire. Les surfaces extérieures au contact sont considérées comme adiabatiques. Dans cette étude, la pénétration de chaleur est supposée normale à la surface.

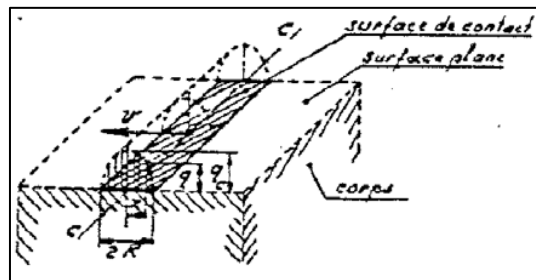


Figure 24: déplacement d'une source de chaleur sur un solide semi-infini[55]

Dans un massif soumis à une impulsion d'énergie uniforme en surface $E(u)$ la hausse de température à l'instant t est définie par :

$$\Delta T(z, t) = \frac{E(u)}{\rho \cdot C_p \sqrt{\pi \cdot \alpha (t - u)}} \cdot e\left(-\frac{z^2}{4 \cdot \alpha (t - u)}\right) \quad (1.65)$$

Avec :

ΔT	Hausse locale de la température	[°C]
E	Energie surfacique	[J.m ²]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
C_p	Chaleur spécifique	[J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]
α	Diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]

u	Instant de l'impulsion	[s]
t	Temps	[s]

L'impulsion d'énergie est égale au flux de chaleur dissipé pendant un intervalle de temps.

$$E(u) = q(u)du \quad (1.66)$$

Avec :

$q(u)$: Variation temporelle du flux de chaleur surfacique uniforme sur la surface de la source [$W \cdot m^2$]

En supposant que la source de chaleur est rectangulaire, de dimension $2a$ dans le sens du roulement et $2b$ dans le sens perpendiculaire au roulement. Le flux de chaleur surfacique moyen s'exprime par :

$$q = \frac{Q}{4a'b'} \quad (1.67)$$

Avec :

a'	Demi largeur de la source de chaleur	[m]
b'	Demi longueur de la source de chaleur	[m]
V	Vitesse de la source de chaleur	[m/s]

D'où la résistance thermique estimée par Blok [56]

$$R_{th,max} = \frac{1}{\sqrt{\pi} \cdot b \cdot \chi \cdot \sqrt{2a} \cdot V} \quad (1.68)$$

Avec χ l'effusivité thermique définie par : [$W \cdot s^{1/2} \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$]

$$\chi = \sqrt{k \cdot \rho \cdot C_p} \quad (1.69)$$

La résistance thermique associée est égale à la résistance thermique pour une température maximale pondérée d'un coefficient :

$$R_{th,moy} = \frac{0.69}{\sqrt{\pi} \cdot b \cdot \chi \cdot \sqrt{a} \cdot V} \quad (1.70)$$

Pour un contact elliptique, Muzychka[57] estime une résistance de contact associée à la température moyenne :

$$R_{th,moy} = \frac{0.918}{2b \cdot \chi \cdot \sqrt{V} \cdot \sqrt{2a}} \quad (1.71)$$

Pour conclure, cette notion de température flash permet de mieux comprendre la diffusion du flux au niveau des zones de contact. La résistance de striction permet de réaliser une distribution du flux de chaleur entre deux solides en contact. Dans la suite de l'étude, ces formules seront étudiées pour modéliser le flux de chaleur entre la bille et la bague.

1.4 La problématique de thèse

Ce chapitre souligne qu'au sein d'un palier à roulement, il y a une interconnexion entre les puissances dissipées et le comportement thermique du lubrifiant. Un réseau thermique semble être une approche adéquate pour étudier le comportement thermomécanique d'un palier à roulement. Dans la littérature, différentes approches sont utilisées afin de modéliser un palier à roulement dans un réseau thermique.

Dans une première approche, le palier à roulement peut être supposé isotherme. Une seule perte globale peut être calculée en utilisant des modèles globaux. Cette approche est couramment utilisée pour modéliser un palier à roulement dans le réseau thermique d'une transmission mécanique. Cependant, comme le palier à roulement est supposé isotherme, les températures des bagues du roulement ne peuvent pas être calculées.

Dans une seconde approche, le palier à roulement peut être discrétisé en plusieurs éléments isothermes reliés par des résistances thermiques. Chaque perte thermique est calculée en utilisant un modèle local. Elles sont injectées dans le réseau thermique au niveau des différents contacts et calculées à la température de ce contact. Le réseau thermique permet alors une interconnexion entre les puissances dissipées dans le roulement et son comportement thermique. Une cartographie précise du palier à roulement peut être obtenue. Cependant cette approche requiert de calculer toutes les pertes thermiques au sein d'un palier à roulement. Pour cela, un code de calcul spécifique doit être développé utilisant la géométrie et la cinématique interne du palier à roulement. De plus la géométrie interne du palier à roulement doit être connue pour développer un réseau thermique. Or, ces informations ne sont pas fournies par des fabricants de palier à roulement.

Enfin dans une dernière approche, un réseau thermique simplifié peut être développé. Dans ce réseau, le palier à roulement est toujours discrétisé en composants isothermes. Cependant une seule perte thermique est calculée à partir de modèles globaux. Cette perte globale est répartie de manière arbitraire dans le palier à roulement. La cartographie du palier à roulement ainsi obtenue est fortement dépendante de cette répartition.

D'où l'intérêt de développer une nouvelle approche intermédiaire permettant d'étudier le comportement thermomécanique d'un palier à roulement. Pour cette nouvelle approche, la géométrie externe du palier à roulement ainsi que les conditions de fonctionnement sont les seuls paramètres disponibles. Dans ce cas, la géométrie interne du palier à roulement est estimée pour réaliser un réseau thermique. Les pertes thermiques sont calculées en utilisant des modèles globaux. Cependant, la répartition des pertes n'est pas arbitraire mais réalisée grâce aux différentes résistances thermiques. Cette approche intermédiaire permettra d'obtenir des informations sur le comportement thermique du palier à roulement, notamment le gradient de température entre les bagues intérieures et extérieures.

1.5 Conclusion

Avec le développement des moteurs électriques dans le secteur automobile, les paliers à roulement fonctionnent à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. Cette augmentation entraîne un échauffement plus important au sein d'un palier de roulement. Cette puissance générée doit pouvoir être estimée afin de prévoir les dispositifs de refroidissement.

Plusieurs sources de chaleur au sein d'un palier à roulement ont été présentées dans ce chapitre. Ces sources de chaleur sont localisées au niveau des contacts entre les différents solides. Ces pertes sont dues à des efforts de frottements entre les différents solides ainsi qu'au mouvement des éléments roulants dans un mélange air-huile. A noter que les pertes par traînée peuvent être prédominantes notamment pour des applications hautes vitesses. Enfin, dans un palier à roulement, les pertes de puissance sont fortement dépendantes de son comportement. D'où l'importance de travailler sur l'interconnexion entre les pertes de puissance et le comportement thermique d'un palier à roulement.

L'évacuation de cette chaleur est caractérisée par différents transferts thermiques au sein et aux limites du palier à roulement. En plus de réduire le frottement entre les différents contacts, le lubrifiant joue aussi un rôle de fluide caloporteur pour évacuer la chaleur générée. Cependant la quantité d'huile au sein du contact doit être optimisée. Une sous-alimentation en huile va avoir tendance à générer une usure prématurée du palier à roulement et un échauffement important. A l'inverse une sur-alimentation du contact va engendrer des pertes de puissance plus importantes.

Au sein d'un palier à roulement les échanges thermiques peuvent être modélisés grâce à des réseaux thermiques ou alors en utilisant une approche « éléments finis ». Cette deuxième approche reste plus complexe à réaliser et demande un temps et des moyens de calcul plus important.

Le réseau thermique permet de réaliser une interconnexion entre les pertes et le comportement thermique du palier. Différents types de réseaux thermiques ont été présentés :

- Réseau thermique avec pertes locales, Dans ce cas, les pertes injectées dans le réseau thermique proviennent de modèle local.
- Réseau thermique avec une perte globale. Une seule perte globale est calculée puis répartie de manière arbitraire sur les composants du palier à roulement.

Chapitre 2

L'approche intermédiaire

Ce chapitre présente une nouvelle approche permettant d'étudier le comportement thermomécanique d'un palier à roulement pour une application hautes vitesses. Cette approche requiert un minimum de paramètres d'entrée (géométrie extérieure et condition de fonctionnement du palier à roulement)

2.1 Introduction

2.2 Présentation de l'approche intermédiaire

2.3 Estimation de la géométrie intérieure du palier à roulement

2.4 Le réseau thermique simplifié

2.6 Validation de l'approche intermédiaire

2.7 Conclusion

2 L'approche intermédiaire

2.1 Introduction

Le premier chapitre a présenté le comportement thermomécanique de palier à roulement. Il a été montré qu'au sein d'un palier à roulement, il y a une interconnexion entre les puissances dissipées et le comportement thermique. Pour réaliser ce couplage entre perte de puissance et comportement thermique, la méthode des réseaux thermiques a été présentée.

Dans ce chapitre, une nouvelle approche pour étudier le comportement thermomécanique des paliers à roulements est développée. Il s'agit d'une approche intermédiaire entre des modèles locaux et globaux présentés dans le chapitre 1. Elle utilise des modèles globaux de pertes combinés à un réseau thermique. Elle permet un couplage entre les pertes thermomécaniques au sein d'un palier à roulement et son comportement thermique. Cette approche requiert un minimum de paramètres d'entrée (géométrie extérieure et condition de fonctionnement). Elle permet un bon compromis entre précision du modèle et nombre de données nécessaires.

Cette nouvelle approche a pour but de s'adapter facilement à différents paliers à roulements principalement pour des applications hautes vitesses. En effet, en phase de conception d'une transmission les paliers à roulements peuvent être modifiés (dimension, lubrification, type de palier à roulement...) en fonction des attentes. Cette approche s'applique uniquement à des roulements à billes à gorge profonde ou contact oblique lubrifié par injection. Car ils sont majoritairement utilisés pour des applications hautes vitesses ces paliers à roulements. Enfin cette méthode permet d'obtenir rapidement des informations sur la température des bagues et du lubrifiant ainsi que la puissance dissipée au sein du palier à roulement. Ces informations sont très utiles durant la phase de dimensionnement d'une transmission.

Les résultats numériques de l'approche intermédiaire sont ensuite comparés à des valeurs expérimentales pour un roulement à billes à contact oblique. Cette comparaison permet d'améliorer et de valider cette approche intermédiaire.

Dans ce chapitre II, Cette approche est divisée en plusieurs étapes : La première partie décrit le fonctionnement de cette nouvelle approche intermédiaire. La seconde partie présente l'estimation de la géométrie interne du palier à roulement à partir de la géométrie extérieure. Cette estimation permet de développer un réseau thermique simplifié présenté dans la troisième partie. La dernière partie compare les résultats de cette nouvelle approche avec des valeurs expérimentales. Cette comparaison permet d'affiner les modèles numériques.

2.2 Présentation de l'approche intermédiaire

Les différentes modélisations de palier à roulement ont été présentées dans le chapitre 1. Elles peuvent être divisées en deux approches présentées sur la Figure 25:

i) Approche globale: le palier à roulement est supposé isotherme. Une seule perte globale calculée en utilisant un modèle global est injectée au niveau du nœud palier à roulement. Cette approche ne permet d'avoir de distribution de température dans le palier à roulement.

ii) Approche locale: Le palier à roulement est discrétisé en plusieurs nœuds isothermes reliés par des résistances thermiques. Les pertes sont calculées par des modèles locaux et injectées au niveau des différents contacts. Ou bien, elles sont calculées par des modèles globaux et réparties de manière arbitraire dans le réseau thermique. De plus, une approche locale requiert des informations très précises sur la géométrie interne du palier à roulement ainsi que sur la cinématique du palier à roulement.

D'où l'idée de développer une approche intermédiaire entre une approche locale et une approche globale. L'objectif de cette nouvelle approche est d'obtenir des informations sur le comportement thermomécanique d'un palier à roulement (températures des bagues et du lubrifiant et puissance dissipée). Pour cela un réseau thermique est développé. Pour le réaliser, la géométrie interne du palier à roulement est estimée à partir de la géométrie externe. Les pertes thermiques sont calculées à partir de modèles globaux mais elles sont réparties dans le réseau thermique grâce aux résistances thermiques de striction et convection. Cette approche requiert donc un minimum de paramètres d'entrée (géométrie extérieure et condition de fonctionnement du palier à roulement). Elle peut facilement être adaptable à différents paliers à roulements. Dans un premier temps, cette approche est développée pour des roulements à billes à gorge profonde ou contact oblique pour des applications hautes vitesses.

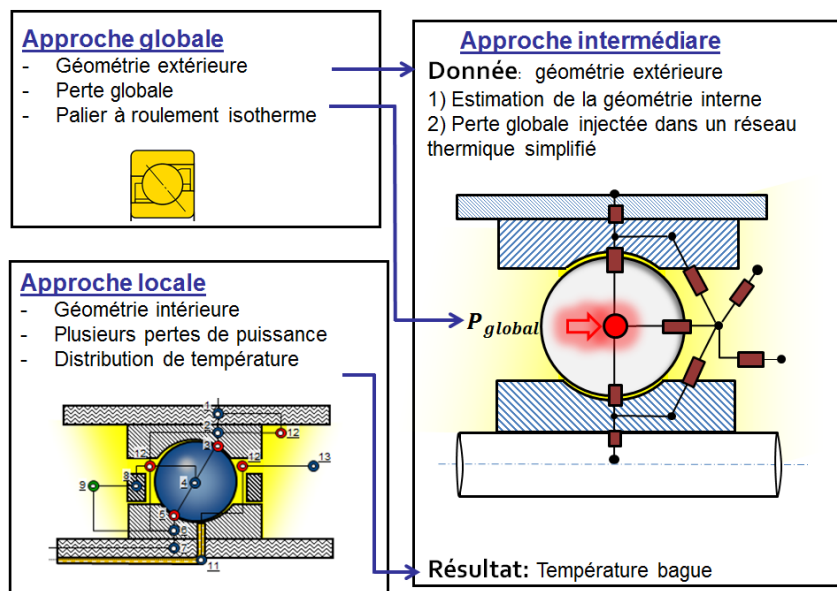


Figure 25: l'approche intermédiaire

Cette approche est divisée en plusieurs étapes. Dans un premier temps, un réseau thermique simplifié du palier à roulement est développé. Dans ce réseau, la géométrie interne du palier à roulement est estimée à partir de la géométrie externe. Puis, les pertes calculées à partir de modèles globaux sont injectées dans le réseau thermique. La résolution numérique permet d'obtenir les températures des différents nœuds isothermes du réseau. Pour conclure, cette approche permettra d'avoir des informations sur le comportement thermique (puissance globale dissipée, températures des bagues, du lubrifiant...).

2.3 Le réseau thermique simplifié

2.3.1 Présentation du réseau thermique

Pour étudier le comportement thermique d'un palier à roulement, un réseau thermique est développé (Figure 26). Ce réseau thermique est développé pour un roulement à billes à gorge profonde ou contact oblique lubrifié par injection. Le palier à roulement est discrétisé en quatre nœuds (les bagues intérieure et extérieure, les éléments roulants et le lubrifiant). En effet, cette approche intermédiaire est développée pour être utilisée en phase de dimensionnement d'une transmission. Dans cette phase il est important d'étudier l'impact du palier à roulement sur ces composants proches. C'est pourquoi, l'approche simplifiée calcule les températures des bagues extérieures, intérieures et du lubrifiant ainsi que les différents flux de chaleurs sortant du palier à roulement.

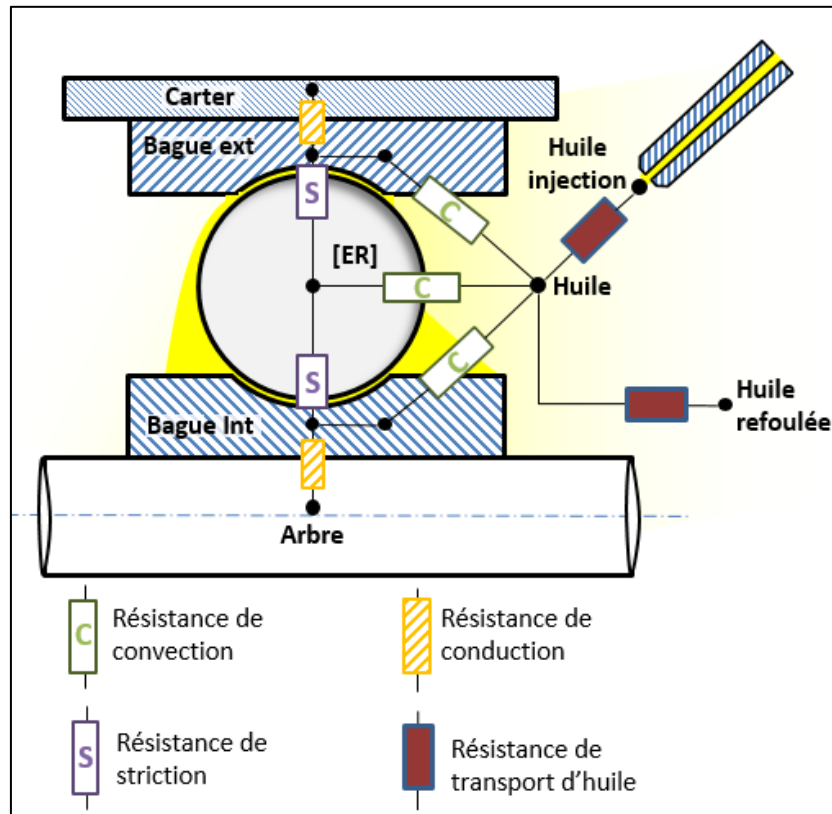


Figure 26: Nouveau modèle réseau thermique

Le palier à roulement est discrétisé en quatre nœuds : bague intérieure, bague extérieure, lubrifiant et Eléments roulants. Ce dernier nœud correspond aux éléments roulants et leurs contacts. La particularité de ce nouveau modèle est de travailler avec une perte de puissance injectée au niveau du nœud **Eléments roulants [ER]**[58]. La cage ne représente pas une source de chaleur en effet, les pertes par cisaillement d'huile au niveau de la cage sont faibles comparées aux autres pertes[4]. Aucun nœud n'est donc affecté pour la modéliser.

Les pertes de puissance ne sont donc pas calculées pour chaque contact mais en utilisant des modèles globaux de perte. Pour cette approche, les pertes sont calculées en utilisant le modèle Harris (**cf paragraphe modèle Harris 1.2.2.1**). En effet dans le chapitre I, le paragraphe 1.2.3 a souligné que le modèle Harris est le plus adapté pour estimer les pertes thermiques pour ce cas d'application. Ces pertes Harris sont injectées sur le nœud **[ER]**.

$$P_{Harris} = (M_0 + M_1) \cdot \omega \quad (II.1)$$

Pour des applications hautes vitesses, les pertes par traînée peuvent être prédominantes dans un palier à roulement. Pour calculer ces pertes thermiques, le modèle

développé par F. Pouly [45] est utilisé (**cf. paragraphe 1.2.1.6**). Ces pertes par traînée sont injectées sur le nœud **huile**. En effet ces pertes sont localisées au niveau du lubrifiant présent entre les éléments roulants.

Les contacts éléments roulants/bagues, éléments roulants/cage et cage/bague du palier à roulement ne sont pas modélisés par des nœuds thermiques. En effet, des modèles globaux sont utilisés pour calculer les pertes thermiques. Il ne serait alors pas pertinent de répartir la perte globale sur les différents nœuds. Pour remédier à ce problème, la perte globale calculée est injectée sur le nœud **[ER]** (Figure 26). La répartition de cette perte au sein du palier à roulement est réalisée grâce aux différentes résistances de striction et convection.

Les contacts billes/bagues sont modélisés par des résistances de striction. Les échanges thermiques entre le lubrifiant et les différents solides du palier à roulement sont modélisés par des résistances de convection. Les résistances de transport modélisent la puissance dissipée dans le lubrifiant. Enfin, les échanges thermiques au sein des solides du roulement sont modélisés par des résistances de conduction.

Les résistances thermiques et les pertes sont calculées en fonction des propriétés de l'huile (fortement dépendantes de la température), des conditions de fonctionnement et de la géométrie du palier à roulement. Il y a donc une interconnexion entre les pertes de puissance dans le roulement et son comportement thermique. L'algorithme de résolution du réseau thermique est présenté dans l'annexe B. De plus, des informations sur la géométrie interne du roulement sont nécessaires pour le calcul de ces résistances thermiques. Ces informations sont obtenues en estimant la géométrie interne du palier à roulement à partir de la géométrie extérieure.

Aux limites du palier à roulement, des résistances de convection modélisent les échanges thermiques entre le carter et l'air ambiant. De plus, à l'intérieur du carter, une résistance de convection modélise les échanges entre le carter et l'huile projetée par le roulement qui ruisselle sur les parois. Enfin, une résistance de convection forcée modélise le flux de chaleur entre l'arbre et l'huile au sein du carter. Ces résistances ne sont pas représentées sur la Figure 26.

2.3.2 Les résistances thermiques indépendantes de la température

2.3.2.1 Résistance de conduction dans les bagues

Au niveau des bagues, la résistance thermique par conduction radiale entre les surfaces intérieures et extérieures du cylindre est calculée. Les rayons de gorges et la conduction axiale sont négligés. Pour le calcul de résistance sur la bague intérieure, les diamètres $d_{0,BE}$ et $d_{i,BE}$ sont remplacés par ceux de la bague intérieure.

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi \cdot K_{BE} \cdot B} \cdot \ln\left(\frac{d_{0,BE}}{d_{i,BE}}\right) \quad (II.2)$$

Avec :

K_{BE}	Conductivité thermique de la bague extérieure	$[W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C]$
B	Largeur de la bague extérieure	$[m]$
$d_{0,BE}$	Diamètre extérieur de la bague	$[m]$
$d_{i,BE}$	Diamètre intérieur de la bague	$[m]$

2.3.2.2 Résistance de striction au contact billes/bagues

Deux résistances de striction figurent sur le réseau thermique : i) la résistance de striction bague intérieure-éléments roulants et bague extérieure-éléments roulants. Ces deux résistances sont indépendantes, cependant la même méthode est utilisée pour les calculer. Ces résistances modélisent le flux de chaleur entre les bagues et les éléments roulants.

Le flux de chaleur entre la bille et les bagues traverse une très faible surface de contact. La résistance thermique du contact est définie à partir de la théorie de Block [56] et du nombre

de Peclet [57]. Les dimensions de l'ellipse d'hertz ainsi que les efforts au niveau des billes ont été définis dans l'annexe calcul de la surface d'Hertz.

Le calcul de la résistance de striction est défini dans les équations ci-dessous :

$$\text{Pour } P_e = \frac{a \cdot U_1}{a_\alpha} > 10 \quad R_{striction} = \frac{0.918}{2 \cdot b \cdot \chi \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot \sqrt{V}} \quad (II.3)$$

$$P_e < 1 \quad R_{statique} = \frac{0.27}{k \cdot a} \quad (II.4)$$

$$1 < P_e < 10 \quad \frac{1}{R_{th}^2} = \frac{1}{R_{striction}^2} + \frac{1}{R_{statique}^2} \quad (II.5)$$

Avec :

a	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens du roulement	[m]
b	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens perpendiculaire du roulement	[m]
a_α	Diffusivité thermique	[m ² · s ⁻¹]
k	Conductivité du massif	[W · K ⁻¹ · m ⁻¹]
χ	Effusivité/Diffusivité thermique	[W · s ^{1/2} · m ⁻²]
V	Vitesse du contact par rapport au solide considéré	[m/s]

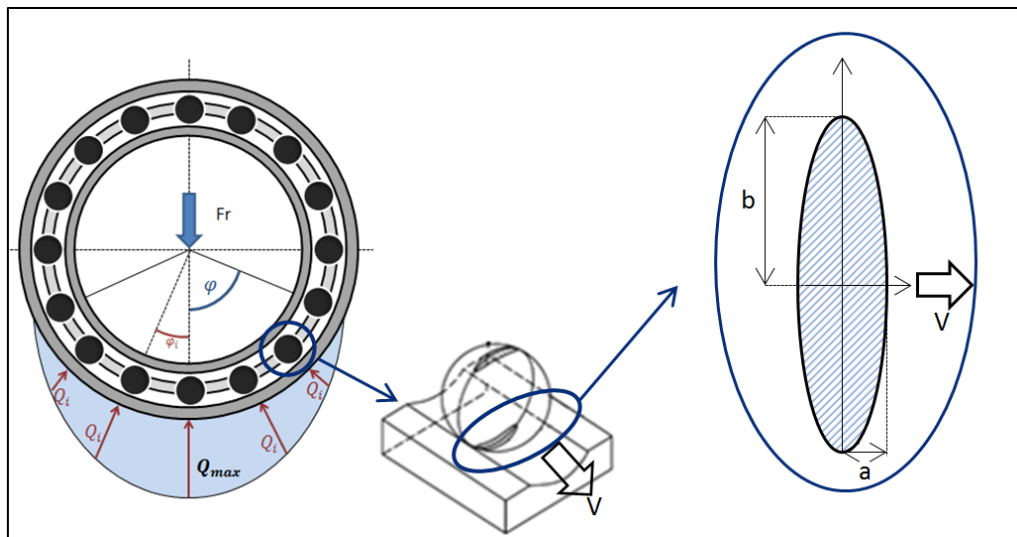


Figure 27: Calcul résistance de striction

La résistance de striction est calculée pour chaque contact au niveau des éléments roulants chargés. Ensuite, les résistances de striction totale bague intérieure et bague extérieure peuvent être calculées.

Enfin, La zone de contact dépend de l'effort appliqué sur chaque bille. La répartition des efforts au sein d'un palier à roulement doit être calculée. Le calcul des dimensions de l'ellipse de Hertz est détaillé dans l'annexe B.

2.3.3 Résistance thermique dépendante de la température

2.3.3.1 Résistance de convection sur les éléments roulants

L'échange thermique entre la bille et le fluide est assimilé à un échange entre une sphère et un fluide dans un milieu infini. La vitesse du fluide est supposée égale à la vitesse orbitale des éléments roulants[59]. Les nombres adimensionnés de Reynolds, R_e , de Prandtl, P_r et de Nusselt N_u sont définis par les équations suivantes :

$$Re = \frac{V \cdot D_{bille}}{\vartheta} \quad (II.6)$$

$$Pr = \frac{\vartheta}{a_\alpha} \quad (II.7)$$

Avec :

V	Vitesse du fluide (vitesse orbitale de l'élément roulant)	[m/s]
D_{bille}	Diamètre de l'élément roulant	[m]
ϑ	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
a_α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]

$$Nu = (1.2 + 0.53 \times Re^{0.54}) \times Pr^{0.3} \times \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_p} \right)^{0.25} \quad (II.8)$$

Avec :

η_∞	Viscosité dynamique du fluide hors de la couche limite	[Pa.s]
η_p	Viscosité dynamique du fluide à la paroi de la sphère	[Pa.s]

2.3.3.2 Résistance de convection entre les bagues et le lubrifiant

Pour le calcul de la résistance de convection entre les bagues et le lubrifiant, la courbure des bagues ainsi que les rayons de gorges sont négligés. L'échange thermique par convection entre la bague et le lubrifiant est assimilé à une plaque dans un milieu infini. Les coefficients de convection sont calculés avec une expression de Nusselt dans le cas d'un fluide en convection forcée tangentielle sur une plaque [60].

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \cdot L}{\vartheta} \quad (II.9)$$

Nombre de Prandlt :

$$Pr = \frac{\vartheta}{a_\alpha} \quad (II.10)$$

Avec :

V	Vitesse du fluide	[m/s]
L	Longueur de la plaque, diamètre de la bague étudiée d'après les hypothèses	[m]
ϑ	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
a_α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]

$$\text{Pour } Re < 5 \times 10^5 \quad Pr > 0.6 \quad Nu = 0,664 \times Re^{1/2} \times Pr^{1/3} \quad (II.11)$$

$$\text{Pour } Re > 5 \times 10^5 \quad Pr > 0.6 \quad Nu = (0.037 \times Re^{0.8} - 850) \times Pr^{1/3} \quad (II.12)$$

Pour la bague intérieure, la vitesse du fluide est égale à la différence entre la vitesse orbitale des éléments roulants et la vitesse de la bague intérieure. Pour la bague extérieure, la

vitesse du fluide est égale à la vitesse périphérique des éléments roulants. Cette répartition de vitesse est valable uniquement dans le cas où la bague intérieure est tournante

Enfin, pour ce réseau thermique, la géométrie interne du palier à roulement n'est pas connue. Les paramètres suivants doivent être estimés à partir de la géométrie extérieure :

- Nombres et diamètre de corps roulants (Paramètres utilisés pour le calcul des pertes par traînée, des résistances de striction et convection éléments roulants/lubrifiant).
- Rayon de gorge osculation (Paramètres utilisés pour le calcul des résistances de striction et convection éléments roulants/lubrifiant).

A noter que la méthode de calcul pour estimer les dimensions d'Hertz utilise les travaux de Harris. Cette méthode est présentée en annexe B.

2.4 Estimation de la géométrie intérieure du palier à roulement

2.4.1 Introduction

Dans cette nouvelle approche, pour réaliser un réseau thermique, la géométrie intérieure d'un palier à roulement doit être connue. Cette géométrie interne est utilisée pour le calcul des résistances de striction ainsi que pour le calcul de perte par traînée.

Cependant des données comme le rayon de gorge, le nombre et la dimension des éléments roulants ne sont pas fournies par les fabricants de paliers à roulements qui se limitent à la géométrie extérieure. Dans cette approche, une méthode a été développée pour estimer la géométrie intérieure du palier à roulement.

Tout d'abord, pour estimer les dimensions des éléments roulants, les fréquences de vibrations du palier à roulements sont nécessaires. Elles sont obtenues selon une base SKF (outil SKF Calculator [61]). Ces fréquences varient en fonction de la vitesse de rotation de la bague intérieure (n_i). C'est pourquoi, pour estimer la géométrie interne du palier à roulement, la vitesse de rotation de la bague intérieure est fixe.

2.4.2 Nombre d'éléments roulants

Le calcul du nombre d'éléments roulants est donné par l'équation II.13. Cette équation peut être utilisée pour des roulements à billes et rouleaux à condition d'avoir une unique rangée d'éléments roulants[62].

$$z = \frac{f_{ep}}{f_c} \quad (II.13)$$

Avec :

f_{ep}	Fréquence de rotation d'un point sur la bague	[Hz]
f_c	Fréquence de rotation de la cage et des éléments roulants	[Hz]
z	Nombre d'éléments roulants	[-]

2.4.3 Dimension d'une bille

A cause des rayons de gorges, Le diamètre d'une bille ne peut pas être calculé à partir des diamètres des bagues intérieures et extérieures. Il est calculé à partir de la fréquence de rotation de la cage définie précédemment.

$$f_c = \frac{1}{60} \cdot \frac{n_i}{2} \left(\frac{d_m - D_{bille} \cdot \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (II.14)$$

D'où :

$$D_{bille} = \frac{d_m}{\cos \alpha} \cdot \left(1 - \frac{120 \times f_c}{n_i} \right) \quad (II.15)$$

Avec :

D_{bille}	Diamètre de la bille	[m]
d_m	Diamètre moyen du roulement	[m]
α	Angle de contact du roulement	[rad]
f_c	Fréquence de rotation de la cage et des éléments roulants à la vitesse n_i	[Hz]
n_i	Vitesse de rotation de référence bague intérieure	[tr/min]

2.4.4 Calcul du rayon de gorge pour les roulements à billes

L'usinage d'un rayon de gorge au niveau des bagues intérieures et extérieures du roulement permet de guider la bille en rotation et d'imposer un effort axial sur les roulements. Cependant la valeur de ce rayon n'est pas spécifiée par les constructeurs de roulement. Cette donnée est essentielle pour étudier le contact entre la bille et les bagues.

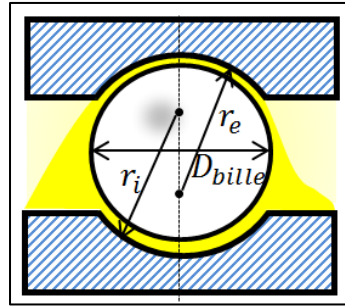


Figure 28 : rayon de gorge roulement à bille

Sur la Figure 28, r_i représente le rayon de gorge de la bague intérieure et r_e le rayon de gorge de la bague extérieure. Pour les calculer, une méthode itérative utilisant la norme ISO 76 [63] est utilisée. Cette norme spécifie que la charge admissible (C_o) d'un palier à roulement ne doit pas engendrer une pression d'Hertz supérieure à $4200 MP_a$. La pression de contact est calculée à partir d'une première valeur du rayon de gorge. Cette valeur est ensuite modifiée pour tendre vers une pression d'Hertz conseillée par la norme [64].

Pour la suite des calculs, le taux d'osculation de la bague intérieure et extérieure est introduit. Ce taux correspond au rapport rayon de gorge sur le diamètre de la bille (équations II.16 et II.17).

$$f_i = \frac{r_i}{D_{bille}} \quad (II.16)$$

$$f_e = \frac{r_e}{D_{bille}} \quad (II.17)$$

Pour la majorité des paliers à roulements, le taux d'osculation est généralement compris entre 0,525 et 0,54.

Pour la première itération les valeurs de f_e et f_i sont égales à 0,5. Ensuite, à partir du diamètre de bille calculé dans le chapitre 2.4.3 (Equation II.15), les rayons de courbures de la bague intérieure (Equation II.18 et II.19) et extérieure (Equation II.20 et II.21) peuvent être calculés.

$$\frac{1}{R_{x \text{ intérieure}}} = \frac{2}{D_{bille}} + \frac{1}{R_{bague \text{ intérieure}}} \quad (II.18)$$

$$\frac{R_{y \text{ intérieure}}}{1} = \frac{D_{bille}}{2} - \frac{1}{f_i \cdot D_{bille}} \quad (II.19)$$

$$\frac{1}{R_{x \text{ extérieure}}} = \frac{2}{D_{bille}} - \frac{1}{R_{bague \text{ extérieure}}} \quad (II.20)$$

$$\frac{R_{y \text{ extérieure}}}{1} = \frac{D_{bille}}{2} - \frac{1}{f_e \cdot D_{bille}} \quad (II.21)$$

Pour calculer la surface de Hertz, la solution simplifiée de Hamrock et Brewe [65] est utilisée. Cette équation permet d'obtenir une valeur approchée des intégrales elliptiques à partir du ratio des rayons de courbures et de la valeur d'élongation de l'ellipse.

$$\epsilon_i = \frac{R_{x \text{ intérieur}}}{R_{y \text{ intérieur}}} \quad (\text{II.22})$$

$$S = 1 + \frac{\frac{\pi}{2} - 1}{\epsilon_i} \quad (\text{II.23})$$

$$k = 1.18 \times \epsilon_i^{0.598} - 0.19 \quad (\text{II.24})$$

La charge maximale sur une bille est calculée à partir de l'équation II.25 et de la charge admissible d'un roulement.

$$Q_{co} = \frac{4,31 \times C_0}{z \times \cos \alpha} \quad (\text{II.25})$$

Les dimensions de l'ellipse d'Hertz peuvent être calculées (équation II.26 et II.27) pour enfin obtenir la pression de contact (équation II.28)

$$b = \left[\frac{6 \cdot k^2 \times S \times Q_{co} \times R_y}{\pi \times E} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.26})$$

$$a = \frac{b}{k} \quad (\text{II.27})$$

$$\sigma_{contact} = \frac{3 \times Q_{co}}{2 \cdot \pi \times a \times b} \quad (\text{II.28})$$

Avec :

E Module de Young d'un acier standard [Pa]

La pression de contact calculée dans l'équation II.28 est comparée avec la valeur donnée dans la norme ISO 76. La valeur des rayons de gorges est modifiée dans l'équation II.16 et II.29 jusqu'à ce que la pression maximale converge vers la valeur de la norme. Le même protocole est utilisé pour calculer les dimensions de l'ellipse de Hertz sur la bague extérieure. Pour cela dans l'équation II.22, les rayons de courbures de la bague intérieure sont remplacés par les rayons de courbures de la bague extérieure. Cette méthode permet une estimation des rayons de gorges pour un roulement à billes à gorge profonde ou à contact oblique. A noter que cette approche ne requiert pas d'information sur la géométrie interne du palier à roulement. Dans cette approche, les dimensions de l'ellipse de Hertz sont calculées en utilisant une méthode présentée dans l'annexe B.

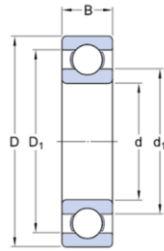
2.4.5 Validation de l'estimation de la géométrie interne

L'objectif de cette partie est de valider la méthode pour estimer la géométrie interne du palier à roulement. Les résultats obtenus par cette méthode sont comparés avec des mesures effectuées sur des roulements à billes à gorge profonde et contact oblique :

2.4.5.1 Validation pour un roulement à billes à gorge profonde

Dans ce premier cas, le palier à roulement de référence est un roulement à billes à gorge profonde dont les caractéristiques sont présentées au Tableau 2.

Tableau 2: dimension du roulement de référence (cas 1) référence SKF 61910



Désignation	Valeur
Diamètre intérieur (d)	50 mm
Diamètre extérieur (D)	72 mm
Largeur (B)	12 mm
Charge statique	11.8 kN

Les résultats de l'estimation de la géométrie interne sont présentés dans le Tableau 3.

Tableau 3: Comparaison de la géométrie intérieure pour un roulement à billes (cas 2)

Désignation	Valeur calculée	Valeur mesurée	Comparaison
Nombre d'éléments roulants [-]	16	16	Ok
Diamètre Bille [mm]	6.7	6.68	<1 %
Rayon de courbure intérieur r_i [mm]	11.77	9.10(*)	29 %
Rayon de courbure extérieur r_o [mm]	12.46	9.50(*)	31 %

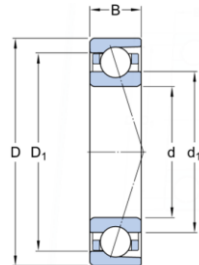
(*) Valeurs mesurée sur la MMT

Cette méthode permet une bonne estimation du nombre et du diamètre des éléments roulants. Cependant, pour les rayons de gorge, la différence entre la valeur calculée et celle mesurée est plus importante ($\approx 30\%$).

2.4.5.2 Validation pour un roulement à billes à contact oblique

Dans un second cas d'étude, l'approche développée pour estimer la géométrie interne est réalisée pour un roulement à contact oblique. Les caractéristiques du palier à roulement étudié sont présentées dans les tableaux ci-dessous.

Tableau 4: Dimension du palier à roulement étudié (cas 2)



Désignation	Valeur
Diamètre intérieur (d)	120 mm
Diamètre extérieur (D)	215 mm
Largeur (B)	40 mm
Charge statique	183 kN
Angle de contact [°]	40°

La même approche est utilisée pour estimer la géométrie interne du palier à roulement. Pour ce cas, la géométrie interne du palier à roulement a été communiquée. Les résultats de l'estimation de la géométrie interne sont présentés dans le Tableau 5.

Tableau 5: Estimation de la géométrie interne du palier à roulement (cas 2)

Désignation	Valeur calculée	Valeur mesurée	Comparaison
Nombre billes[-]	15	15	ok
Diamètre Billes [mm]	26.7	24	10 %
Rayon de courbure intérieur r_i [mm]	13.8	12.4	11 %
Rayon de courbure extérieur r_o [mm]	13.8	12.24	11 %

Pour ce roulement à contact oblique, l'approche développée permet une bonne estimation de la géométrie interne du palier à roulement. A partir de cette géométrie interne, un réseau thermique d'un palier à roulement peut être développé.

2.5 Validation de l'approche intermédiaire

L'approche intermédiaire présentée précédemment est développée pour différentes applications. Les résultats numériques sont comparés avec les données expérimentales afin de valider cette approche. Deux cas sont étudiés : Le premier cas reprend les valeurs expérimentales utilisées par F. Pouly pour valider son réseau thermique [45]. Le second cas utilise les résultats d'une expérience réalisée par le pôle « Transmission De Puissance » du CETIM pour caractériser les pertes de deux paliers à roulements.

2.5.1 Application cas hautes vitesses

2.5.1.1 Application de la méthode

Pour le premier cas d'étude, l'approche intermédiaire est développée pour un roulement à billes à contact oblique. Ce palier à roulement est lubrifié par injection avec un effort axial prédominant. Le produit ($n \times d_m$) maximal est supérieur à 2.2×10^6 . Les propriétés du palier à roulement et des conditions d'utilisation sont présentées dans le Tableau 6 et le Tableau 7.

Tableau 6: Propriétés du palier à roulement étudié

Désignation	Valeur
Diamètre d'alésage [mm]	70
Diamètre intérieur [mm]	125.2
Largeur [mm]	24
Angle de contact [°]	27°

Tableau 7 Condition de fonction du palier à roulement

Désignation	Valeur
Débit	127 L/h
Effort axial	9100 N
Effort Radial	100 N
Vitesse de rotation	[0 – 23 000] rpm
Huile	Mobil jet oil II
Viscosité cinématique (40°C)	26.4 cSt
Viscosité cinématique (100°C)	5.3 cSt

La géométrie interne est estimée à partir de données catalogue du palier à roulement. Un réseau thermique a été développé, les puissances calculées par le biais de ce réseau sont représentées sur la Figure 29. Pour le modèle Harris, les viscosités sont calculées à la température moyenne des bagues pour le cas **avec un réseau thermique**. Sans réseau thermique la viscosité est calculée à la température de l'huile injectée. Pour ce cas d'application le coefficient f_0 est égal à la valeur imposée par le modèle c'est-à-dire 6.6. Les pertes par traînée ont été calculées en utilisant l'approche développée par F. Pouly[45] (cf paragraphe 1.2.1.6).

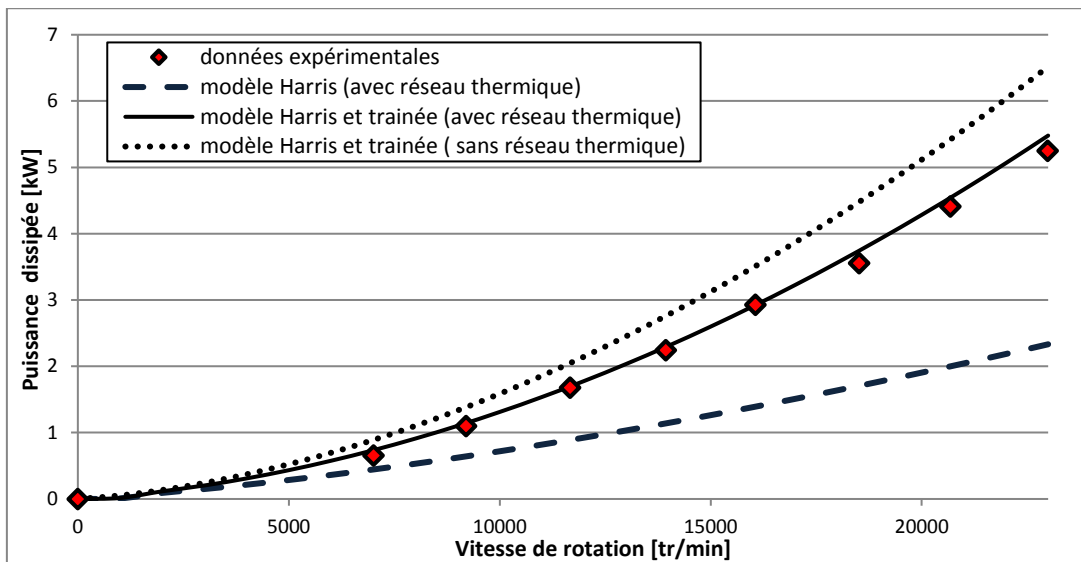


Figure 29: Comparaison entre les résultats expérimentaux et les puissances calculées avec différentes contributions (cas 1)

La Figure 29 souligne que le modèle Harris combiné à un modèle de traînée permet d'avoir une bonne estimation de la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement. Le modèle Harris seul sous-estime la puissance dissipée au sein du palier.

Cependant pour avoir une bonne estimation de la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement, les pertes doivent être calculées à la température moyenne des bagues. En effet, les pertes calculées à la température de l'huile injectée sont surestimées.

Pour conclure, en plus du modèle Harris calculé à la moyenne des températures des bagues, un modèle de perte par traînée doit être utilisé pour obtenir une bonne estimation de la puissance dissipée dans un palier à roulement.

2.5.1.2 Influence de l'estimation de la géométrie interne

Pour ce cas d'étude uniquement, la géométrie interne du roulement a pu être connue. Deux réseaux thermiques ont été réalisés en parallèle. Le premier utilise la géométrie intérieure connue du palier à roulement. Pour ce palier à roulement, l'estimation de la géométrie intérieure a déjà été présentée dans le paragraphe 2.4.5. Le second réseau thermique a été réalisé avec la géométrie intérieure estimée. La Figure 30 représente les températures de différents nœuds du réseau thermique comparées avec les valeurs expérimentales.

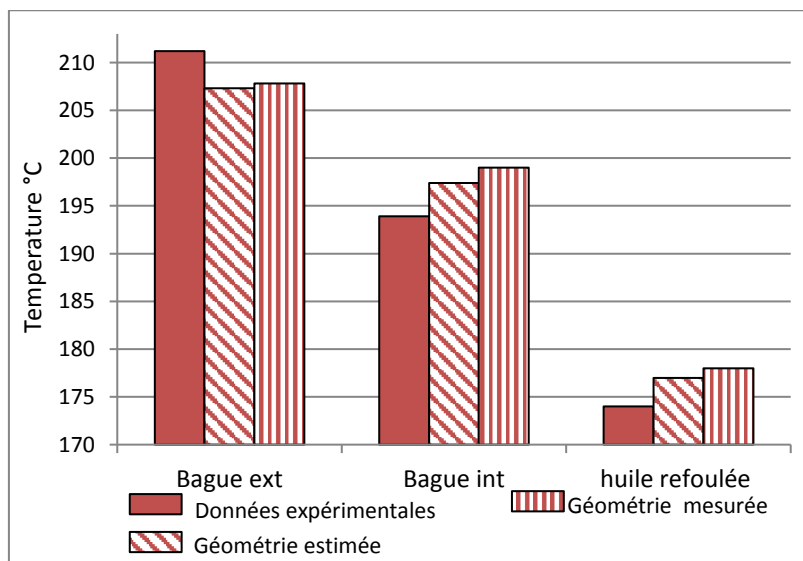


Figure 30: Influence de la géométrie dans le comportement thermique du palier à roulement calculé à 22 800 tr/min

La Figure 30 souligne que l'estimation de la géométrie a un faible impact sur le comportement thermique du palier à roulement. En effet, la variation entre les températures calculées avec la bonne géométrie et celles calculées avec la géométrie intérieure estimée est inférieure à 2%. De plus, l'utilisation d'un réseau thermique permet d'avoir une bonne estimation du comportement thermique du palier à roulement. En effet, il y a en moyenne une différence inférieure à 3% entre la température calculée avec la géométrie estimée et celle et celle calculée avec la géométrie mesurée.

2.5.2 Application cas basse vitesse

Pour le second cas d'étude, dans le cadre d'application le Cetim a caractérisé un palier composé de deux roulements à billes à contact oblique (Figure 31). Le couple de perte des deux paliers à roulements a été mesuré via un couplemètre positionné entre le moteur et les paliers à roulements. Le couple de perte mesuré est divisé par deux pour obtenir le couple de perte d'un palier à roulement. Des thermocouples situés sur les parties fixes des paliers à roulement (bague extérieure, carter, lubrifiant) fournissent des informations sur le comportement thermique des paliers à roulements.

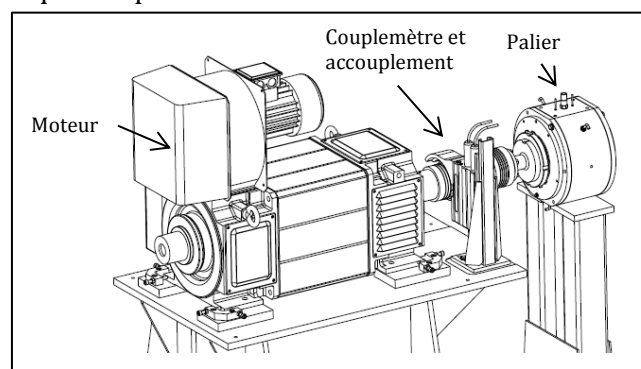


Figure 31: banc d'essai Cetim

Pour cette application, les paliers à roulements sont chargés que par une pré-charge. Ils sont lubrifiés par injection via des buses positionnées sur un carter latéral. Les propriétés du palier à roulement sont présentées sur le Tableau 8. Le débit d'huile imposé pour chaque palier à roulement est égal à 450 L/h pour une température d'injection de 60°C.

Tableau 8: Propriétés du palier à roulement étudié

Désignation	Valeur
Diamètre d'alésage [mm]	120
Diamètre extérieure [mm]	215
Largeur [mm]	40
Diamètre bille [mm]	24
Nombre de billes [-]	15

La géométrie interne du palier est estimée en utilisant la même méthode que celle présentée précédemment. Les résultats de cette estimation sont présentés sur le Tableau 9.

Tableau 9: Estimation de la géométrie interne du palier à roulement

Désignation	Valeur mesurée	Valeur estimée	Comparaison
Nombre de billes	15	15	ok
Diamètre des billes [mm]	24	26.7	10 %
r_i [mm]	12.24	13.8	11 %
r_o [mm]	12.24	13.8	11 %
f_i [-]	0.51	0.52	2 %
f_o [-]	0.51	0.52	2 %

Un réseau thermique est développé pour étudier le comportement thermomécanique du palier à roulement. La Figure 32 présente les puissances calculées grâce au réseau thermique ainsi que les valeurs expérimentales pour ce palier à roulement.

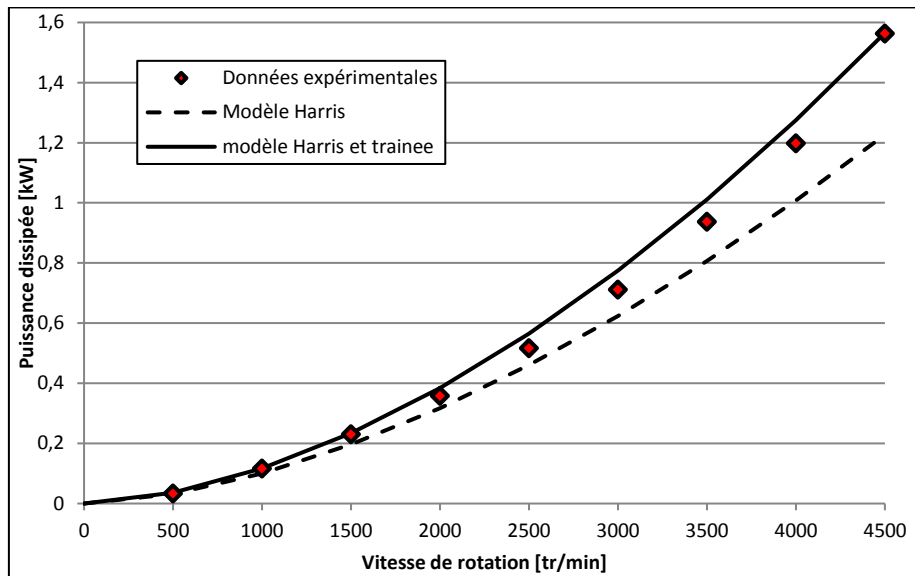


Figure 32: Comparaison entre les résultats expérimentaux et les puissances calculées avec différentes contributions (cas 2)

Sur la Figure 32, les pertes de puissance du model Harris ont été calculées à la température moyenne des bagues. Dans ce cas les pertes par traînée ne sont pas prédominantes, en effet le produit ($n \times d_m$) maximal atteint est d'environ 0.8 million. Comme dans le cas précédant, les pertes calculées par le modèle Harris à la température moyenne des bagues combinées aux pertes par traînée permettent d'avoir une bonne estimation de la puissance dissipée au sein de ce palier à roulement.

La Figure 33 compare les températures de la bague extérieure calculées avec un réseau thermique avec celles mesurées sur le banc d'essai.

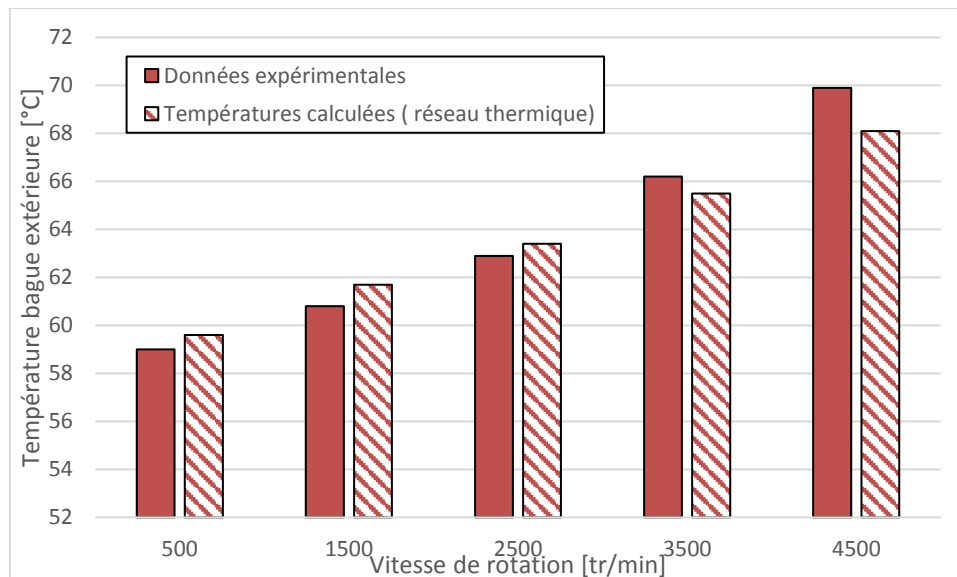


Figure 33: Températures bague extérieure pour différente vitesse de rotation

La Figure 33 souligne que l'utilisation d'un réseau thermique simplifié permet d'obtenir une bonne estimation du comportement thermique d'un palier à roulement. En effet, le pourcentage d'erreur entre la température bague extérieure calculée et mesurée est inférieure à 3 %.

2.6 Conclusion

Le chapitre 2 présente une nouvelle approche pour estimer le comportement thermomécanique des paliers à roulements. Dans cette nouvelle approche, un réseau thermique simplifié a été développé pour obtenir des informations sur le comportement thermomécanique des paliers à roulements (puissance dissipée au sein du palier à roulement et distribution de température). Les pertes injectées dans le réseau thermique proviennent du modèle Harris et d'un modèle de traînée. A noter que ces pertes doivent être calculées à la température moyenne des bagues du palier à roulement. Dans ce réseau thermique, la géométrie interne du palier à roulement a été estimée. Cependant, cette estimation n'engendre pas de forte modification sur le calcul du comportement thermomécanique du palier à roulement.

Cette approche requiert très peu de paramètres d'entrée : géométrie extérieure et condition de fonctionnement du palier à roulement. De plus, elle peut facilement être adaptable à différentes tailles de paliers à roulements. Contrairement à une approche éléments finis, le temps de calcul est réduit.

Cette approche a été appliquée pour deux cas d'études : hautes vitesses et basse vitesse. Dans les deux cas, cette approche permet une bonne estimation du comportement thermomécanique du palier à roulement. Cependant, Cette approche n'a pas été appliquée pour des roulements à billes à gorge profonde. Il semblerait donc intéressant de développer un banc d'essai modulaire permettant de tester différents types de paliers à roulements afin de valider cette approche pour d'autres cas d'application. Ce sera l'objet du chapitre III.

Enfin, les pertes par traînée sont calculées en utilisant le modèle adapté à des roulements à billes à contact oblique. Il semble intéressant d'étudier les pertes par traînée pour un roulement à billes à gorge profonde.

Le développement d'un banc d'essai roulement modulaire.

Ce chapitre présente le développement d'un nouveau banc dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement. Ce banc d'essai a la particularité d'être modulaire. Différents paliers à roulements peuvent être testés pour plusieurs conditions de fonctionnement.

3.1 Introduction

3.2 Etat de l'art des bancs d'essai

3.3 Conception du banc d'essai roulement

3.4 Protocole de mesure

3.5 Conclusion

3 Le développement d'un banc d'essai roulement modulaire

3.1 Introduction

L'approche simplifiée développée dans le deuxième chapitre a été validée uniquement pour des roulements à billes à contacts obliques via des résultats de la littérature. Des données expérimentales sont nécessaires pour valider cette approche pour d'autres conditions d'utilisation et pour des roulements à billes à gorge profonde.

De plus, Le chapitre 2 a souligné que les pertes par traînée peuvent être prédominantes pour des applications hautes vitesses. Cependant, pour des roulements à billes à gorge profonde, aucune étude n'a été réalisée pour estimer la fraction d'huile. Il semble nécessaire d'obtenir des données expérimentales pour des vitesses de rotations élevées.

Au-delà de cette problématique haute vitesse, Il est nécessaire de développer un nouveau moyen d'essai permettant d'étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement. Ce nouveau banc d'essai doit être modulaire pour répondre aux besoins d'un laboratoire de recherche. Différents paliers à roulements (roulement à billes, contact oblique, à rouleaux...) doivent pouvoir être testés sur le même dispositif expérimental. Les paliers à roulements pourront être testés pour différentes conditions de fonctionnement (hautes vitesses ou forte charge). Enfin, les paliers à roulements testés seront lubrifiés par injection, barbotage ou à la graisse en fonction des attentes.

Ce chapitre est divisé en trois parties. La première partie décrit les différents bancs d'essai existants dédiés à l'étude du comportement thermique de palier à roulement. La seconde partie est dédiée à la conception d'un nouveau banc d'essai modulaire pour tester différents paliers à roulements. La troisième partie décrit les protocoles de mesure sur ce banc d'essai.

3.2 Etat de l'art des bancs d'essai dédié à l'étude thermomécanique de palier à roulement

3.2.1 Le cahier des charges du banc roulement

3.2.1.1 Le contexte de l'étude

Pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulements, les modèles théoriques développés doivent être validés avec des valeurs expérimentales. Il est donc nécessaire d'élaborer un banc d'essai spécifique pour mesurer les pertes mécaniques engendrées par un palier à roulement ainsi que la distribution de température qui en découle. Outre le couple de frottement la distribution de température au sein du roulement devra être mesurée. De plus, pour être représentatif d'applications dites « grande vitesse », ce moyen d'essais devra atteindre des produits ($n \times dm$) significatifs, c'est-à-dire supérieur au million.

Enfin, contrairement à certains bancs d'essai, ce nouveau moyen d'essai doit être modulaire. Différents types de paliers à roulements de dimensions variables pourront être testés en lubrification par injection, barbotage ou graisse. Sur ce même dispositif, des essais à forte charge ou vitesse de rotation élevée pourront être réalisés. Le changement de palier à roulement doit être facilement réalisable. Cette dernière caractéristique requiert une nouvelle architecture de banc d'essai.

3.2.1.2 Cahier des charges du banc d'essai roulement

L'objectif principal du banc est d'étudier le comportement thermomécanique des paliers à roulements. Voici les caractéristiques principales du nouveau banc d'essai roulement :

- Différents types de roulements (à billes, à rouleaux cylindriques ou coniques...), avec différentes dimensions et à plusieurs vitesses de rotation.
- Différentes lubrifications : barbotage (avec réglage du niveau d'huile), injection (avec réglage du débit et température du lubrifiant), voire à la graisse pour plusieurs lubrifiants.
- Des fonctionnements à vide mais aussi sous charge radiale et/ou axiale.

Pour répondre à ce cahier des charges, des mesures sont à prévoir sur ce banc d'essai :

- Couple de perte d'un palier à roulement.
- Températures sur des parties fixes (carters, bagues extérieures) et mobiles (bagues intérieures, arbre)
- Vitesse de rotation de l'arbre.
- Niveau d'huile (barbotage) ou débit d'huile (injection).
- Charge radiale et/ou axiale appliquée sur le roulement.

Ce moyen d'essai devra fonctionner pour des conditions de fonctionnement très différentes (forte charge, faible vitesse et inversement).

3.2.1 Introduction sur les bancs d'essai roulement

Pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement, des bancs d'essai ont été développés pour différents domaines d'applications. Ces bancs d'essai sont divisés en plusieurs catégories en fonction de la mesure du couple de perte du palier à roulement étudié. La mesure du couple de perte permet d'estimer la puissance totale dissipée au sein d'un palier à roulement. Cette mesure est complexe à réaliser car le couple à mesurer doit uniquement provenir du palier à roulement étudié. Plusieurs éléments peuvent parasiter la mesure : les paliers à roulement support, les joints d'étanchéités...

Plusieurs architectures de bancs d'essai ont été développées pour obtenir une mesure de couple de perte d'un palier à roulement. Dans la littérature, quatre méthodes sont généralement utilisées pour mesurer le couple de perte d'un palier à roulement :

- Mesure du couple résistant au niveau de la bague intérieure grâce à un couplemètre.
- Mesure du couple résistant au niveau de la bague extérieure en utilisant un palier hydrostatique.
- Mesure du couple résistant grâce à des jauges de déformation au niveau du carter
- Mesure du couple résistant via la puissance dissipée dans le lubrifiant

Tout d'abord, la mesure du couple via la puissance dissipée dans le lubrifiant ne permet pas d'avoir une bonne estimation du couple de perte dans un palier à roulement. En effet, la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement n'est pas uniquement dissipée dans le lubrifiant. Une partie de cette puissance est dissipée dans différents solides du banc. A noter que le couple de perte d'un palier à roulement peut aussi être obtenu en mesurant la vitesse de décélération de l'arbre[66]. Cependant, cette méthode n'est pas adaptée pour un banc d'essai dédié à l'étude du comportement thermique de paliers à roulements.

Enfin, dans la littérature de nombreux bancs d'essai ont été développés pour des tests de fatigue [67] ou pour étudier le comportement dynamique de palier à roulement par l'utilisation d'accéléromètre [68][69]. Ces bancs d'essai requièrent une architecture spécifique pour ces applications. Ils ne seront pas présentés dans cette étude.

Pour mieux expliquer les différentes mesures de couple, voici un descriptif des différents bancs d'essai dédiés à l'étude du comportement thermomécanique.

3.2.2 Mesure du couple sur la bague intérieure via un couplemètre

Un couplemètre peut être utilisé afin de mesurer le couple sur la bague intérieure du palier. Cependant le couplemètre ne supporte pas des efforts radiaux et axiaux. Des paliers à roulements supports doivent donc être utilisés pour reprendre l'effort appliqué sur le palier à roulement étudié. Ces paliers supports doivent donc être caractérisés avant la phase de test. Dans la littérature, deux types architectures de banc d'essai utilisent un couplemètre : i) bancs d'essai à axe horizontal ii) Banc d'essai à axe vertical.

3.2.2.1 Banc d'essai axe horizontal

Pour étudier le comportement thermique d'un palier à roulement Jafar Takabi *et. al.* [68]-[69] ont développé un banc d'essai dédié à l'étude thermique des paliers à roulement (Figure 34). Le diamètre intérieur du roulement testé est de 75 mm. Sur ce banc d'essai, la vitesse maximale est de 5600 *tr/min*, ce qui correspond à un produit ($n \times d_m$) de 574 000. Un vérin pneumatique est utilisé pour appliquer un effort radial sur le roulement testé. Des thermocouples positionnés sur les bagues extérieures des paliers à roulements permettent de prévenir un échauffement trop important des roulements. Des mesures de températures sont aussi réalisées sur l'huile injectée et refoulée au sein du palier à roulement. La mesure de couple est réalisée sur l'arbre grâce à un couplemètre positionné entre le moteur et le premier bloc support. Les roulements supports sont des roulements à billes choisis pour leurs faibles couples de frottement et pour compenser les désalignements possibles de l'arbre.

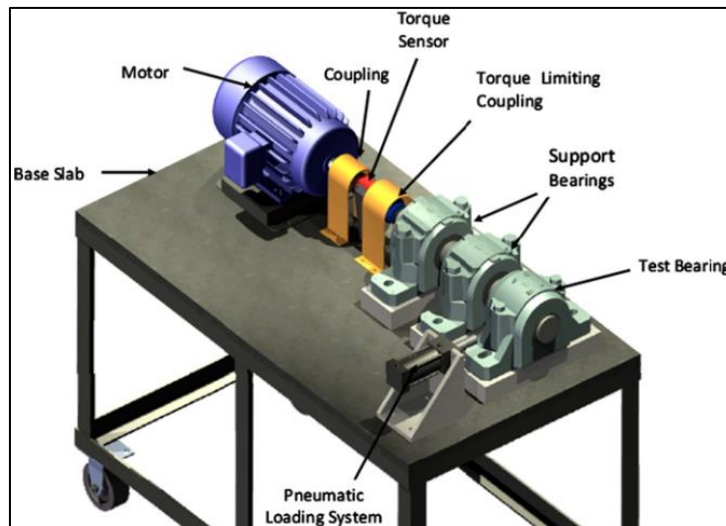


Figure 34: Schéma du banc d'essai roulement de J. Takabi, Louisiana State University

A noter que le banc d'essai développé par Wang *et al.* [72] a une architecture identique à celui présenté ci-dessus. Ces bancs d'essai à axe horizontal peuvent être facilement développés. Cependant, ils ont été réalisés pour un unique palier à roulement fonctionnant pour une application définie. Ils ne sont donc pas modulaires.

3.2.2.2 Banc d'essai axe vertical

Dans la littérature, des bancs d'essai avec un arbre vertical ont été développés (Figure 35). Ces bancs sont principalement dédiés à l'étude des roulements à contact oblique et butée à bille. En effet, ce type d'architecture de banc d'essai permet d'imposer aisément un effort axial. Ces bancs d'essai ne sont a priori pas conçus pour des applications hautes vitesses. De plus, ils ne sont pas adaptés pour appliquer un effort radial important. La mesure du couple de perte est réalisée grâce à un couplemètre positionné en amont ou aval du palier à roulement étudié.

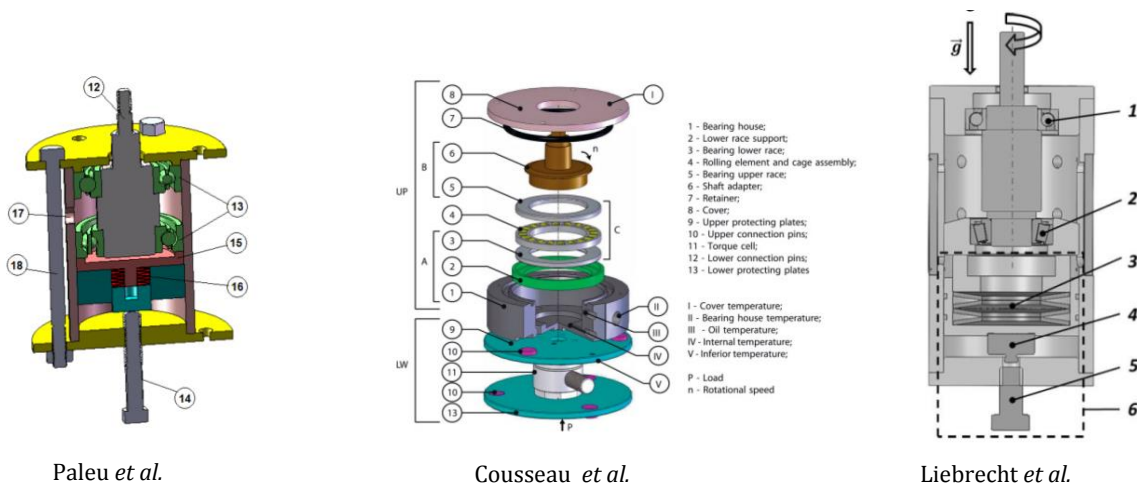


Figure 35: Banc d'essai à axe vertical [25], [73], [74]

A noter que le banc d'essai développé par Cousseau *et al.* [74] a une architecture modulaire. En effet, lors de ces essais, quatre types de paliers à roulements ont pu être testés sur le même dispositif (roulement à billes à contacts obliques, roulement à rouleaux coniques, butée à billes et butée à rouleaux) [75][76]. Pour ces essais, le diamètre moyen des paliers à roulements testés est compris entre 28,5 mm et 43,5 mm. Les paliers à roulements sont lubrifiés à la graisse. De plus, sur ce banc d'essai, un dispositif permet de contrôler la température de la bague extérieure du palier à roulement testé. Ce dispositif permet donc de réaliser différents essais en imposant la même température sur les bagues extérieures.

3.2.3 Mesure du couple au niveau de la bague extérieure

3.2.3.1 Banc d'essai palier hydrostatique

Un palier hydrostatique peut être utilisé pour porter le palier à roulement testé [58]. [77] [78]. Dans ce cas, une poutre instrumentée est positionnée entre la bague extérieure du palier à roulement étudié et le carter du palier hydrostatique. Cette poutre bloque la rotation de la bague extérieure du palier à roulement. Une mesure de couple peut être effectuée grâce à un capteur de force ou des jauges de contraintes sur la poutre.

Pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement, le centre de recherche NTN-SNR a développé un banc d'essai roulement utilisant un palier hydrostatique. Ce palier hydrostatique permet d'isoler le roulement du reste de l'arbre et donc d'effectuer une mesure de couple de perte par l'intermédiaire d'un bras positionné entre la bague extérieure et le carter du palier hydrostatique (Figure 36). Sur ce banc d'essai la vitesse maximale de rotation est inférieure à 10 000 tr/min . Des mesures de température sont effectuées sur des parties fixes (bague extérieure, palier hydrostatique, air ambiant) mais aussi sur des parties mobiles (arbre, bague intérieure). Ces données expérimentales ont permis dans un second temps de développer des modèles de perte thermique dans les roulements[58].

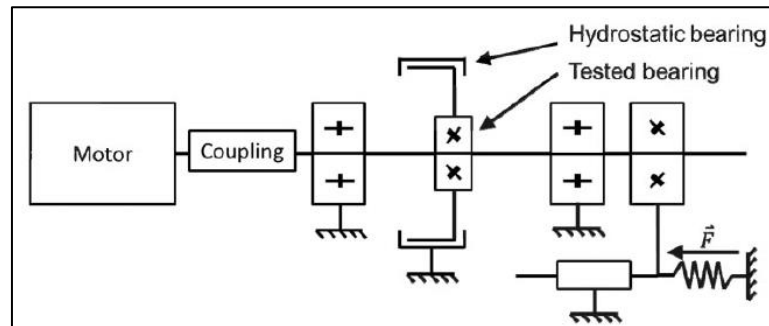


Figure 36: Schéma banc d'essai roulement NTN-SNR

L'utilisation d'un palier hydrostatique permet de mener des tests sur une large gamme de palier à roulement. Cependant, le changement de palier à roulement requiert l'usinage de plusieurs de pièces afin d'adapter le palier hydrostatique aux dimensions du palier à roulement testé. Bien que ce banc d'essai soit modulaire, le changement de palier à roulement reste une phase complexe à réaliser.

Brecher *et al.* [77] ont développé un banc d'essai dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement principalement pour des applications hautes vitesses. Sur ce banc, la mesure du couple de perte est effectuée sur la bague extérieure du palier à roulement en utilisant un palier hydrostatique. Le produit ($n \times d_m$) maximal atteint est supérieur à 2.7 millions. Sur ce banc d'essai, une mesure de température est réalisée sur les bagues intérieures grâce à un dispositif de télémessure (Figure 37).

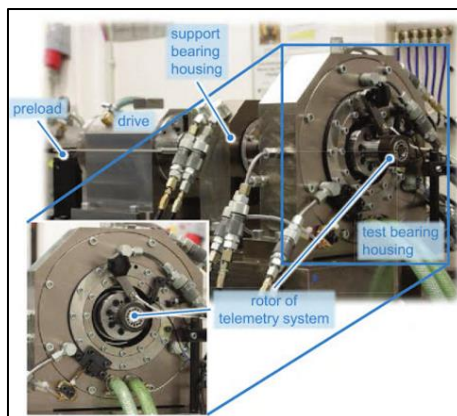


Figure 37: banc d'essai roulement hautes vitesses avec palier hydrostatique[77]

Comme pour le banc d'essai présenté précédemment, l'utilisation d'un palier hydrostatique permet d'isoler facilement le palier à roulement. Cependant les opérations de montage et démontage du roulement étudié peuvent être complexe à réaliser. Enfin le palier hydrostatique requiert une centrale de lubrification dédié.

3.2.4 Mesure du couple par jauge de déformation

Pour des raisons de coûts ou bien pour des applications hautes vitesses, la mesure de couple peut être réalisée grâce à des jauges de déformation. Dans ce cas, le couple de perte du palier à roulement est estimé par la mesure du couple nécessaire pour empêcher la rotation du carter par rapport au bâti, notamment via un bras de levier.

3.2.4.1 Banc d'essai NASA

Dans les années 1970, la NASA a développé un banc d'essai pour l'étude des roulements à billes à contact oblique au sein d'une turbine[79][80]. Ce banc d'essai est présenté sur la Figure 38. Les paliers à roulements y sont testés pour des applications très hautes vitesses à des températures de fonctionnement élevées. La mesure du couple est réalisée via des jauges de déformation positionnées sur le carter. Un dispositif de télémessure permet d'obtenir des mesures de températures sur la bague intérieure et l'arbre. Le chargement des paliers à roulements est réalisé grâce à un vérin hydraulique situé en bout d'arbre. Ce vérin exerce un effort axial sur la bague extérieure du roulement. Les conditions de fonctionnement du palier à roulement sont détaillées dans le Tableau 10 :

Tableau 10: Condition de fonctionnement du banc d'essai NASA

Désignation	Valeur
Vitesse de rotation	[30 000 – 72 000] tr/min
Température maximale	260 °C
Débit d'injection	0,3-1,9 L/min
d_m (Roulement testé)	48.5 mm

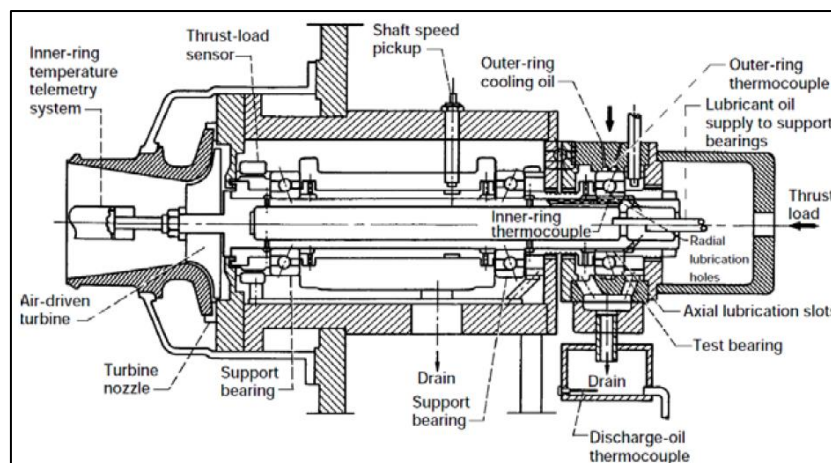


Figure 38: Banc d'essais NASA pour applications hautes vitesses

Ce banc d'essai permet d'étudier le comportement thermomécanique pour un roulement à billes à contact oblique pour une application très hautes vitesses. Cependant comme les vitesses de rotations sont très élevées, ce banc d'essai n'est pas modulaire et un unique palier à roulement a pu être testé.

3.2.4.2 Banc d'essai NASA 2

Un deuxième banc d'essai a été développé par la NASA [81] pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement (Figure 39). Il est dédié à l'étude de roulement à billes à contact oblique de grande dimension (diamètre d'alésage de 120 mm). La vitesse maximale atteinte est supérieure à 25 000 tr/min ce qui correspond à un produit ($n \times$

d_m) d'environ 3 Millions. Des mesures de températures sont réalisées sur des parties fixes (carter, bague extérieure, lubrifiant...) et mobiles (bague intérieure et arbre). Cependant pour ce banc d'essai aussi les vitesses de rotation sont très élevées, c'est pourquoi, un unique palier à roulement a pu être testé.

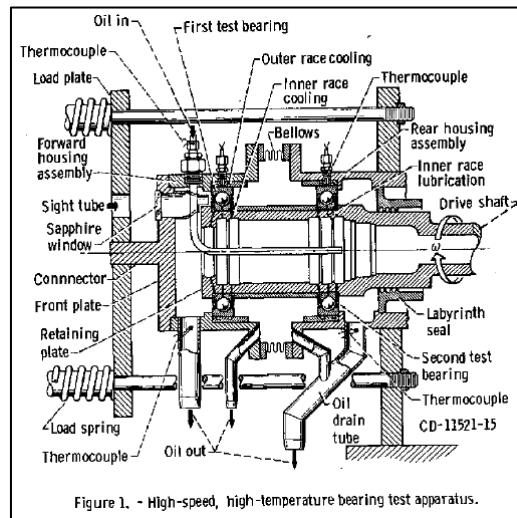


Figure 39 : banc d'essai NASA (bore diameter 120mm)[82]

3.2.4.3 Banc d'essai type quatre roulements

Récemment, William Hannon a développé un banc d'essai dédié à l'étude thermique de différents paliers à roulements (billes, rouleaux, sphériques, coniques) mais de dimension identique [83]. Ce banc d'essai a été réalisé pour valider des modèles de transferts thermiques au sein de paliers à roulement [81]-[82]. Des mesures de températures sont réalisées sur les parties fixes (bagues intérieures et carter) ainsi que sur des parties mobiles (arbres et bagues intérieures).

La mesure du couple des quatre roulements testés est réalisée grâce à des jauges de déformations positionnées sur le carter. Le couple de perte total mesuré est divisé par quatre pour mesurer le couple de perte d'un palier à roulement. En effet, quatre paliers à roulements identiques sont montés sur la même ligne d'arbre et ils fonctionnent dans les mêmes conditions opératoires. La mesure de température sur les parties tournantes est réalisée par l'intermédiaire d'un collecteur tournant situé en bout d'arbre (Figure 40). Contrairement à un dispositif de télémessure, le collecteur tournant ne convient pas pour des applications hautes vitesses. Sur ce banc d'essai, plusieurs types de paliers à roulements ont été testés (roulement à billes, à rouleaux, contact oblique...). Cependant, la dimension du palier à roulement testé est toujours identique ($d = 60 \text{ mm}$ et $D = 110 \text{ mm}$).

Les conditions de fonctionnement pour ce banc sont présentées sur le Tableau 11 :

Tableau 11: Condition de fonctionnement du banc d'essai Hannon

Désignation	Valeur
Vitesse de rotation	[200-4000] tr/min
Température maximale	Inférieur à 100°C
Débit d'injection	0,3-1,9 L/min
d_m (roulement testé)	35 mm

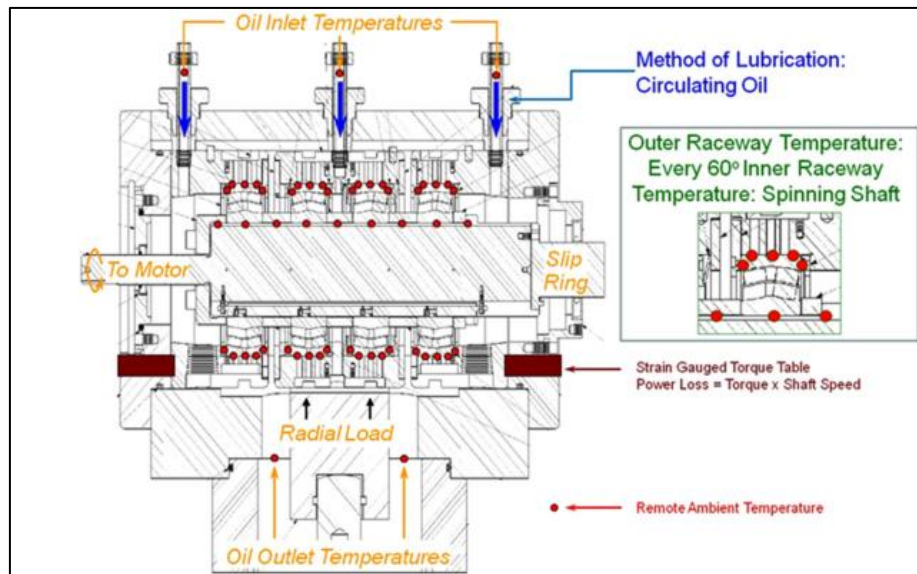


Figure 40: banc d'essai roulement Hannon, Timken

Plusieurs paliers à roulements sont testés sur ce banc d'essai. Cependant, le changement de palier à roulement testé peut être complexe à réaliser en effet quatre roulements doivent être montés et démontés. De plus les paliers à roulements doivent fonctionner dans les conditions tout le long de l'essai.

3.2.4.4 Synthèse

Plusieurs observations peuvent être réalisées à partir de l'état de l'art présenté précédemment sur les bancs d'essai :

Un palier hydrostatique peut être utilisé pour réaliser des mesures de couples sur les paliers à roulements. Différents paliers à roulements peuvent être testés sur un même banc en utilisant cette technologie. Cependant, le changement de palier à roulement reste complexe. En effet de nombreuses pièces doivent être usinées afin d'adapter le roulement testé au palier hydrostatique. C'est pourquoi, pour le nouveau banc d'essai roulement, la mesure du couple ne sera pas réalisée grâce à un palier hydrostatique.

La mesure de couple peut aussi être réalisée sur un arbre composé de quatre roulements identiques. L'utilisation d'un couplemètre permet de faciliter et améliorer la mesure du couple de perte. Cependant, pour ce type d'architecture, le changement de palier à roulement testé reste complexe à réaliser. En effet, l'ensemble des paliers à roulements doivent être démontés pour changer les paliers à roulements testés. Une nouvelle architecture devra donc être développée afin de faciliter le changement de palier à roulement

En ce qui concerne la mesure de température sur les parties tournantes, deux dispositifs sont principalement utilisés : i) un collecteur tournant ii) un dispositif de télémessure. Cependant le collecteur tournant n'est pas adapté pour des applications hautes vitesses. C'est pourquoi, un dispositif de télémessure sera utilisé sur le nouveau banc d'essai.

3.3 Conception du banc d'essai

3.3.1 Pré-étude banc d'essai roulement

3.3.1.1 Mesure du couple de perte d'un palier à roulement

La mesure du couple de perte pour un palier à roulement est essentielle pour estimer la puissance dissipée. Le principal problème pour mesurer le couple de perte d'un palier à roulement est de « l'isoler » du reste de l'arbre. L'utilisation d'un palier magnétique[86], [87] a été envisagée mais cette technologie reste trop complexe à utiliser et très onéreuse. Un palier hydrostatique peut aussi être utilisé. Dans ce cas, une mesure de couple sur la bague extérieure

peut être réalisée[77]. Cependant, une centrale de lubrification supplémentaire dédiée au palier hydrostatique est nécessaire. De plus, le changement de roulement serait complexe et il nécessite l'usinage de plusieurs pièces annexes. Enfin le comportement thermique de la bague extérieure sera modifié à cause du palier hydrostatique.

Une architecture de banc d'essai avec quatre roulements et une mesure de couple au niveau de la bague intérieure semble être la meilleure option pour répondre au cahier des charges. Pour ce type d'architecture, les quatre roulements fonctionnent avec les mêmes conditions d'utilisation (charges, lubrification...). Cependant le banc d'essai doit être modulaire. Il paraît donc difficile de démonter les quatre paliers à roulements après chaque essai.

3.3.1.2 Principe de fonctionnement du banc d'essai roulement

Sur ce nouveau banc, un essai est divisé en deux phases (Figure 41) : i) La **phase calibration** qui sert à caractériser le comportement thermomécanique du palier à roulement support dans des conditions similaires que durant l'essai. ii) la **phase mesure** où le comportement thermomécanique du palier à roulement testé va être investigué expérimentalement [88].

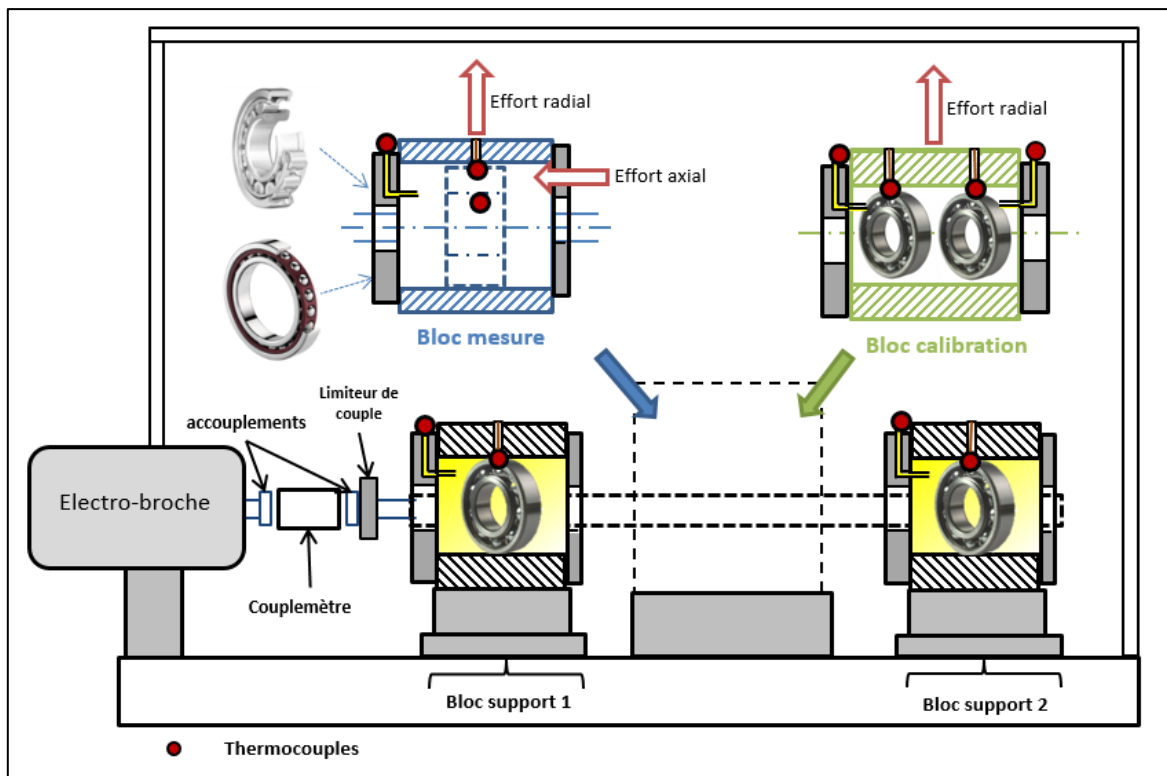


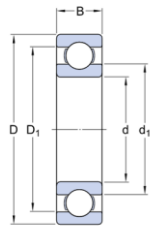
Figure 41: Schéma de fonctionnement du banc d'essai roulement

Phase calibration.

Dans une première phase, la ligne d'arbre est composée des deux paliers à roulements supports ainsi que deux autres paliers à roulements (**bloc calibration**) identiques aux roulements supports. Les mêmes conditions de charge et de lubrification sont imposées sur les quatre paliers à roulements. Le couple de perte mesuré est alors divisé par quatre pour obtenir le couple de perte d'un roulement. Cette première phase permet de caractériser les roulements supports du banc d'essai. Durant la phase de caractérisation, les paliers à roulements sont lubrifiés à un débit d'injection constant de 10L/h pour une température de 70°C. Les paliers à roulements des blocs supports 1 et 2 fonctionneront toujours dans ces conditions. Les caractéristiques des paliers à roulements supports sont présentées sur le Tableau 12. Ces paliers à roulements supports ont été choisis pour leur modularité, en effet ils

peuvent fonctionner pour des vitesses de rotation importantes ou supporter des charges radiales supérieures à 10 kN.

Tableau 12: Caractéristiques des paliers à roulements supports (référence SKF 61910)



Désignation	Valeur
D	72 mm
D1	65,6 mm
d1	56,8 mm
d	50 mm
B	12 mm
Co	11,8 kN

Phase mesure :

Ensuite, les deux roulements du **bloc étalonnage** situés en milieu d'arbre sont remplacés par 1 ou 2 roulement(s) à tester (**bloc mesure**). Le couple de perte du palier à roulement test est obtenu par soustraction entre le couple mesuré et le couple des roulements supports (mesuré dans la phase **calibration**).

La principale difficulté de ce nouveau banc d'essai est dans la conception des liaisons mécaniques entre les différents blocs de la ligne d'arbre. En effet, ces liaisons doivent reprendre un effort de flexion important tout en garantissant un alignement et une coaxialité de qualité entre les éléments. Grâce à ces liaisons, le changement de palier à roulement testé est rapide. Il y a donc une très courte période d'arrêt du banc d'essai lors d'un changement de palier à roulement.

3.3.2 Présentation du banc d'essai roulement

3.3.2.1 Les appareils de mesures

Pour répondre aux cahiers des charges, différents dispositifs et appareils de mesure sont montés sur le banc d'essai (Figure 42):

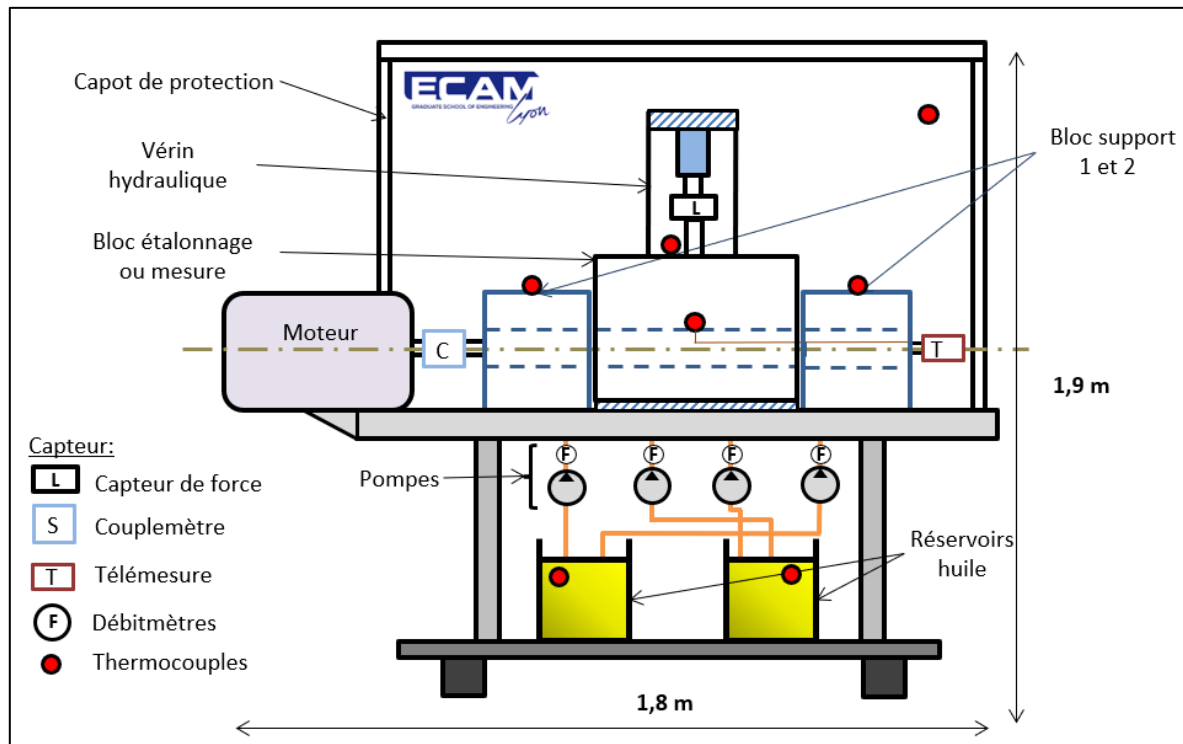


Figure 42 : Schéma bloc banc roulement

Un **couplemètre** positionné entre le moteur le bloc support 1 permet de mesurer le couple au niveau de la bague intérieure des paliers à roulements. Le couplemètre est monté entre deux accouplements à soufflet métallique. Sur l'accouplement de droite (Figure 43) un

limiteur de couple est intégré. Ce limiteur protège le couplemètre en se désolidarisant de l'arbre pour un couple supérieur à 10 N.m.

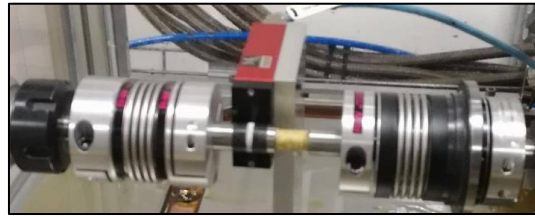


Figure 43: Couplemètre et ensemble accouplement limiteur de couple

Les principales caractéristiques du couplemètre utilisé sont présentées dans le Tableau 13.

Tableau 13: Caractéristique du couplemètre

Désignation	Valeur
Vitesse de rotation maximale	18 000 tr/min
Plage couple mesuré	[0 - 10] N.m
Précision	0,2% de 10 N.m
Plage de température	[-10°C - +85°C]

Un **dispositif de télémessure** est positionné en bout d'arbre afin de mesurer les températures sur les parties tournantes du palier à roulement testé. Ce dispositif de télémessure est monté uniquement quand le banc d'essai est en phase mesure. Au préalable, deux thermocouples sont positionnés à l'intérieur de l'arbre. Ils sont ensuite connectés au **Rotor** qui est solidaire de l'arbre. Un signal permet de transmettre les informations de température entre le **Rotor** et le **Stator**. Ces deux composants sont séparés d'une distance d'environ 4 mm. Les informations de températures peuvent alors être transmises via un câble HF aux cartes d'acquisition de l'armoire commande. Les caractéristiques du dispositif de télémessure sont présentées sur Tableau 14.

Tableau 14: Caractéristique du dispositif de télémessure

Désignation	Valeur
Vitesse de rotation maximale	20 000 tr/min
Plage température mesurée	[-25°C - 250°C]
Plage de température	[-10°C - +85°C]

Un capteur de force positionné entre le vérin hydraulique et le bloc étalonnage ou mesure permet de mesurer l'effort radial appliqué sur le bloc mesure (Figure 47). Les caractéristiques principales de ce capteur de force sont présentées sur Tableau 15

Tableau 15: Caractéristique du dispositif du capteur de force

Désignation	Valeur
Charge nominale (CN)	20 kN
Précision	0,3% de CN
Plage de température	-10 °C -50°C

A noter que la charge nominale du capteur de force égal à 20 kN . En effet l'effort radial appliqué sur le bloc mesure ou étalonnage est repris sur les deux paliers à roulements

supports du bloc 1 et 2. Pour ces paliers à roulements supports, la charge statique est égale à 11,8 kN. L'effort appliqué avec le vérin ne peut donc pas dépasser 20 kN.

Enfin des thermocouples type T sont positionnés sur les parties fixes du banc d'essai roulement :

- Sur les bagues extérieures de chaque palier à roulement
- Sur l'huile injectée et refoulée dans chaque bloc
- Sur les carters et les différentes pièces fixes
- Sur l'air ambiant.

Ces thermocouples permettent d'obtenir des informations précises sur le comportement thermique du banc d'essai. La plage de mesure de ces thermocouples est comprise entre - 185°C à 300°C. La précision de mesure de ce type de thermocouple est de +/- 0.1 °C.

3.3.2.2 Les actionneurs

La mise en rotation des paliers à roulements est assurée par un moteur brushless (Figure 44). La vitesse maximale admissible est de 18 000 tr/min pour une puissance d'environ 10 kW. Ce moteur est refroidi par une arrivée d'air comprimé afin d'éviter tout risque de surchauffe.



Figure 44: moteur brushless

Quatre pompes à engrenages TEFLON Inox 316L sont utilisées pour injecter l'huile sur les paliers à roulements. Les caractéristiques de cette pompe sont présentées dans le Tableau 16.

Tableau 16: Caractéristique pompe à engrenage

Désignation	Valeur
Plage de débit	[0 - 1500] mL/min
Pression maximale	10 bar

Enfin, pour le chargement des paliers à roulements, un vérin hydraulique est utilisé. Ce vérin est alimenté en huile par une centrale de lubrification annexe. L'effort appliqué sur le bloc étalonnage ou le bloc mesure par ce vérin peut être supérieur à 50 kN. Cependant, les paliers à roulements supports et la ligne d'arbre ne peuvent supporter un chargement aussi important.

3.3.2.3 Composants annexe

D'autres dispositifs sont utilisés sur le banc pour alimenter ou contrôler certains appareils :

L'**armoire électrique** distribue la puissance électrique aux différents composants (moteur brushless, moteurs pompes, bandes chauffantes).

L'**armoire de commande** permet de régler le débit des paliers à roulements, l'effort appliqué par le vérin hydraulique et les températures. La Figure 48 présente l'armoire commande du banc d'essai roulement. Enfin, plusieurs cartes d'acquisitions sont présentes dans l'armoire commande. Ces cartes d'acquisition enregistrent les données de chaque capteur pour une certaine fréquence d'acquisition choisie par l'opérateur. Ces données sont ensuite enregistrées sur un fichier accessible depuis l'ordinateur de commande.

La **centrale hydraulique** permet d'imposer une pression dans le circuit hydraulique qui alimente le vérin. Cette pression peut être modifiée par l'intermédiaire d'une molette.

L'ordinateur commande permet de lancer l'enregistrement des données expérimentales (températures, couple, vitesse de rotation...) De plus, l'interface écran permet de prévenir d'éventuelles surchauffes sur le banc d'essai roulement.

3.3.2.4 Condition de fonctionnement du palier à roulement

Les caractéristiques des différents capteurs et actionneurs du banc d'essai ont été présentées. A partir de ces caractéristiques, une première plage de fonctionnement des paliers à roulements peut être définie (Tableau 17). Cette plage de fonctionnement pourra être modifiée en fonction des premiers tests sur le banc d'essai.

Tableau 17: Condition de fonctionnement du palier à roulement testé

Désignation	Valeur
Puissance moteur	10 kW
Plage de vitesse	[0 – 18 000 tr/min]
Charge radiale maximale	12 kN
Charge axiale maximale	5 kN
$\phi_{\text{extérieur max}}$ roulement testé	180 mm
$\phi_{\text{intérieur min}}$ roulement testé	50 mm

3.3.2.5 Partie lubrification Circuit de lubrification roulement

Chaque roulement est lubrifié par une pompe. Une mesure de débit d'huile est effectuée en aval de chaque pompe. Les paliers à roulements des blocs support 1, 2 et étalonnage sont lubrifiés par la même huile provenant du réservoir 1. Les roulements du bloc mesure sont lubrifiés indépendamment des blocs supports par une huile provenant du réservoir 2. De cette manière, en phase étalonnage les paliers fonctionnent dans les mêmes conditions de lubrification. En phase mesure, la lubrification des paliers à roulements testés peut être modifiée en fonction des attentes.

Chaque réservoir est entouré de bandes chauffantes de manière à réguler la température de l'huile injectée. Pour chauffer l'huile, des bandes chauffantes sont positionnées sur le contour. L'huile est mise en circulation en permanence lors des phases de chauffe. Cette mise en circulation permet d'homogénéiser la température dans le réservoir. Un thermocouple est positionné au niveau de l'aspiration huile. Un système de régulation permet d'imposer une température constante dans le réservoir.

La Figure 45 détaille la lubrification des paliers à roulements au niveau des blocs.

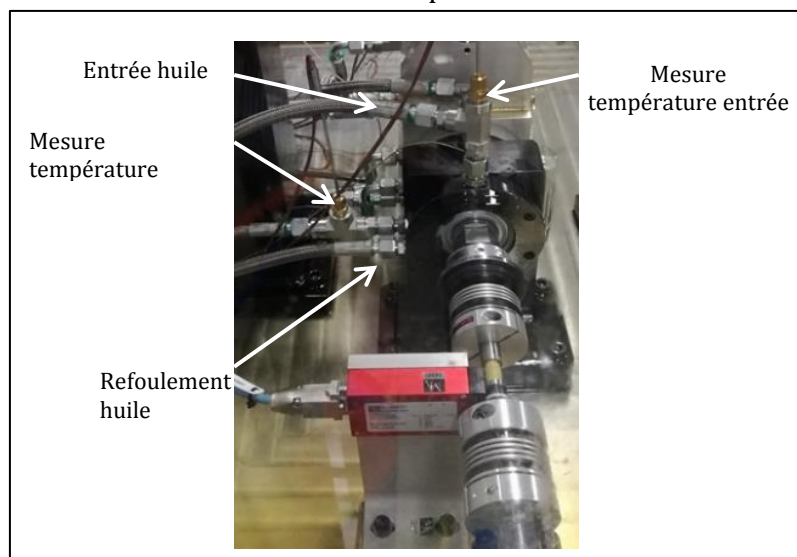


Figure 45: lubrification des roulements supports

Les paliers à roulements sont lubrifiés via une buse positionnée sur un côté du roulement. L'huile sort du carter grâce à des puits de perçage positionnés de chaque côté du palier à roulement. Chaque palier à roulement est lubrifié grâce à une pompe à engrenage

dédiée. Des mesures de températures d'huile sont effectuées en entrée et sortie de chaque palier à roulement. Le diamètre de la buse d'injection est égal à 1 mm. La lubrification d'huile est dirigée au niveau du milieu de l'élément roulant (cf Figure 46). La distance entre la buse et l'éléments roulants est de 5 mm.

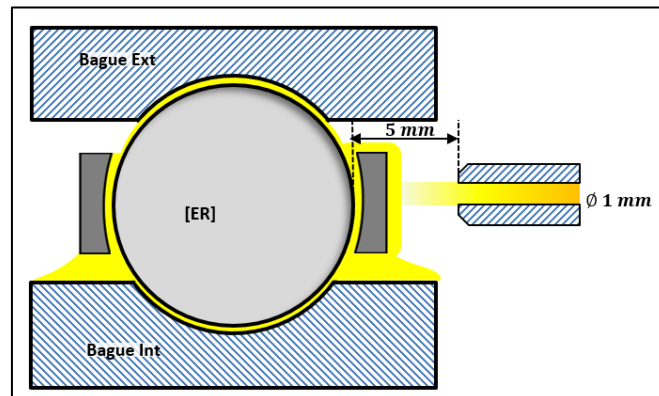


Figure 46: Lubrification du le palier à roulement

3.3.2.6 Le lubrifiant

Les paliers à roulements sont lubrifiés par une huile de boîte de vitesse automobile. Les propriétés de cette huile sont présentées dans le Tableau 18.

Tableau 18: Propriété de l'huile TPM 7329S

Température [°C]	Viscosité [mm ² /s]	Masse volumique [kg/m ³]
20	83,58	864,6
40	36,61	851,6
80	11,67	825,6
100	7,787	[-]

Cette huile reste fluide même pour des faibles températures. Le banc d'essai peut donc fonctionner même à basse température. La mise en chauffe de l'ensemble du banc (réservoir, flexibles, blocs...) est donc plus rapide. L'utilisation d'une huile à faible viscosité permet d'améliorer le refoulement d'huile et donc de réduire les problèmes de barbotage des paliers à roulements. C'est pour ces raisons que l'huile a été choisie pour lubrifier les paliers à roulements supports du banc d'essai.

3.3.2.7 Partie chargement

Afin d'imposer une charge radiale sur les paliers à roulement, un vérin hydraulique (Figure 47) est utilisé. Une centrale hydraulique permet de régler la pression à l'intérieur du vérin. Un capteur de force situé sur la tige du vérin permet de mesurer l'effort imposé sur le bloc central (bloc mesure ou étalonnage).

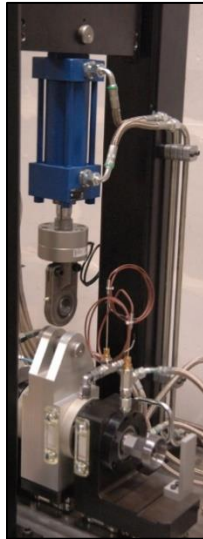


Figure 47: Vérin hydraulique

La Figure 47 représente le chargement de la ligne d'arbre. Le vérin hydraulique impose un effort sur les deux paliers à roulements du bloc étalonnage. Les blocs support 1 et 2 sont solidaires du bâtis, le bloc étalonnage est solidaire du vérin hydraulique. Les paliers à roulements sont disposés de manière symétrique par rapport au vérin. De cette manière, en phase de calibration, l'effort appliqué sur chaque palier à roulement est donc identique.

3.3.2.8 Les composants annexes

-l'armoire de commande :

Le pilotage du banc d'essai roulement est effectué grâce au pupitre de l'armoire de commande (Figure 48). Les températures des bagues extérieures et des sorties d'huile sont affichées sur le haut du pupitre afin de prévenir une éventuelle surchauffe des roulements. Le débit de lubrifiant, le chargement et les consignes de températures sont contrôlés sur ce pupitre.



Figure 48: Armoire commande

3.4 Le protocole de mesure

3.4.1 Caractérisation des roulements supports

3.4.1.1 Condition de fonctionnement des paliers à roulements support s

Dans un premier temps, le couple de perte des roulements supports doit être estimé. Pour cela le banc d'essai doit être en **phase calibration** (Figure 49). Les paliers à roulements supports sont des roulements à billes à gorge profonde (référence SKF 61910 Tableau 12). Le diamètre moyen du palier à roulement support est égal à 61 mm. Ce palier à roulement a été choisi car ses caractéristiques sont en accord avec le caractère modulaire du banc d'essai. En effet, ce palier à roulement peut fonctionner pour des vitesses de rotation élevées. Il peut aussi

supporter une charge radiale importante. Les conditions de fonctionnement du palier à roulement support sont présentées dans le Tableau 19.

Tableau 19: Condition de fonctionnement du palier à roulement support

Désignation	Valeur
Vitesse de rotation	[0-12 300] tr/min
Effort vérin hydraulique	400 N ou 1.2 kN
Température d'injection	70°C
Débit d'huile	10 L/h

Les paliers à roulements supports sont toujours lubrifiés à un débit de 10 L/h pour une température d'environ 70°C. Ces conditions de lubrification permettent d'éviter un échauffement trop important du palier à roulement sur toute la plage de vitesse. De plus à cette température l'huile est plus fluide que pour de basse température. Il n'y a pas de problème de barbotage ou de refoulement d'huile. Cependant, lors des essais, il est difficile d'imposer un comportement thermique constant sur les paliers à roulements supports. En effet, la température de la bague extérieure est impactée par le comportement thermique des carters et du banc d'essai. Le comportement thermique du banc d'essai dépend de nombreux paramètres (nombre d'essais réalisés, température ambiante...). La température de l'huile injectée est contrôlée grâce aux résistances thermiques autour des réservoirs. Cependant cette température dépend aussi du comportement thermique du banc. Il paraît donc difficile d'imposer un comportement thermique constant et répétable sur le palier à roulement.

De plus le comportement thermique a une grande influence dans le couple de perte. C'est pourquoi, ce comportement thermique doit être pris en compte dans la caractérisation des roulements supports.

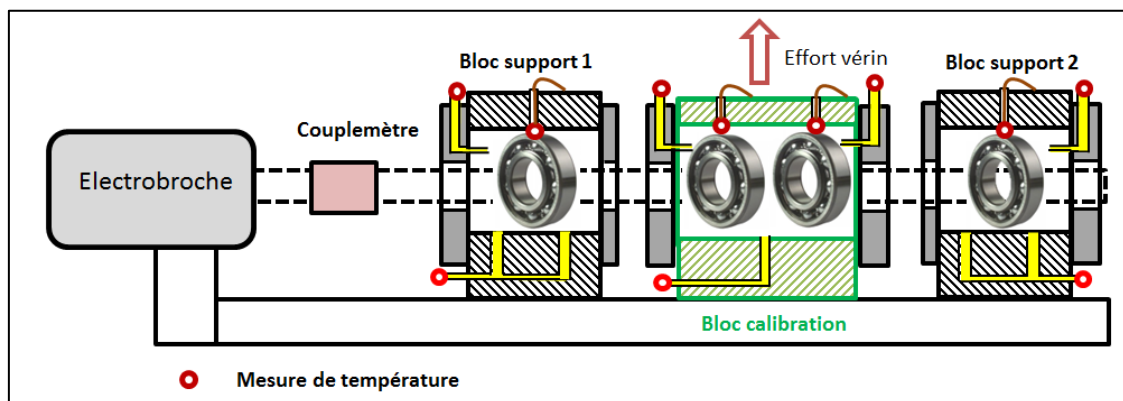


Figure 49: Banc d'essai en configuration Calibration

Pour la phase **Calibration**, les paliers à roulement supports doivent fonctionner dans les mêmes conditions que lors de la phase **Mesure**. Pour le premier test, le palier à roulement étudié sera un roulement à billes à gorge profonde avec un diamètre moyen égal à 85 mm. Ce palier à roulement doit être étudié pour un comportement hautes vitesses. C'est-à-dire pour un produit ($n \times dm$) supérieur à un million. Pour répondre à cette attente, la vitesse de rotation doit être environ égale à 12 300 tr/min. A noter que les paliers à roulements supports peuvent atteindre des vitesses de rotation supérieure à 16 000 tr/min. Lors des essais, le chargement radial du vérin hydraulique sera égal 400 N ou 1.2 kN.

Pour répondre aux conditions de la phase **Mesure**, la caractérisation des paliers à roulements supports sera réalisée pour des vitesses de rotation comprises entre 0 et 12300 tr/min. Les paliers à roulements supports seront aussi caractérisés pour deux chargements du vérin (400 N et 1.2 kN). A noter que comme il y a deux paliers à roulements sur le bloc

calibration (Figure 49), l'effort radial sur un palier roulement support est égal à la moitié de l'effort imposé par le vérin hydraulique.

Avant de réaliser la caractérisation des paliers à roulements, un test de répétabilité est réalisé sur le banc d'essai (Figure 50). Ce test consiste à réaliser le même essai sur le palier à roulement à deux jours d'intervalle (**essai 1** et **essai 2**). Ce test permet de s'assurer de la fiabilité et répétabilité des résultats expérimentaux. Pour ce test de répétabilité, le débit d'injection d'huile est de 10 L/h pour une température d'injection de 70°C. L'effort radial appliqué sur le banc d'essai est égal à 400 N.

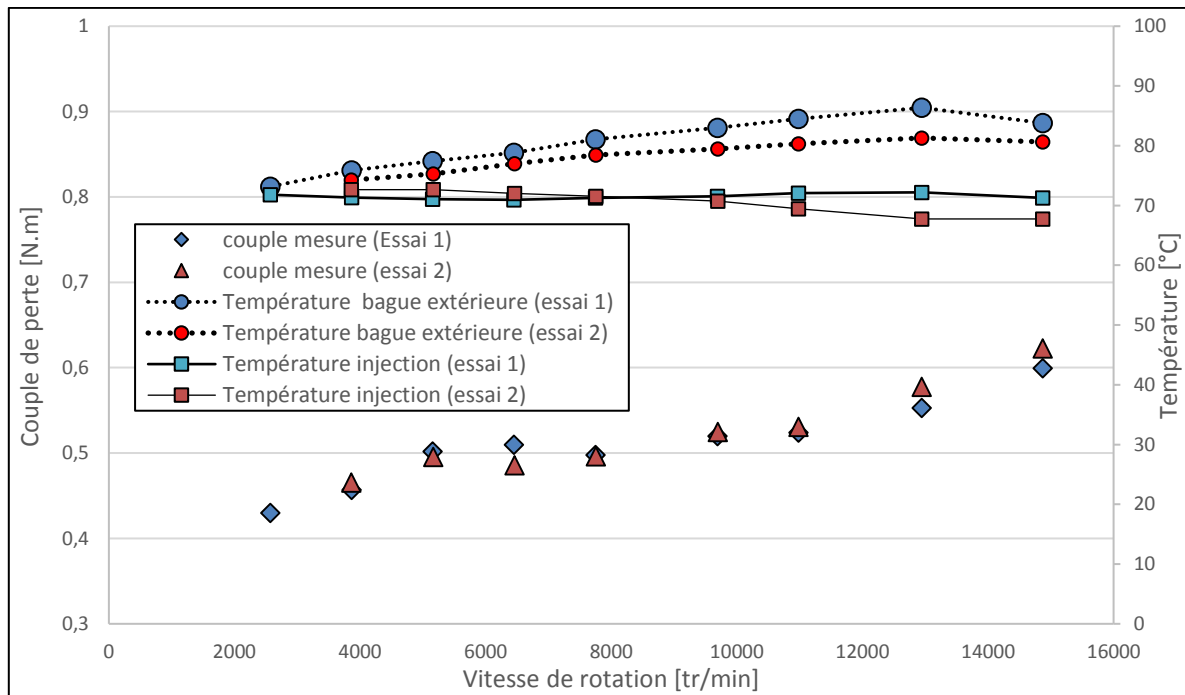


Figure 50: Test de répétabilité phase étalonnage

La Figure 50 représente le couple de perte mesuré par le couplemètre, la température bague extérieure et huile injectée du bloc support 1 en fonction de la vitesse de rotation pour 2 essais.

Tout d'abord, pour cet essai, le temps d'acquisition pour chaque vitesse de rotation est égal à 2 minutes. La fréquence d'acquisition pour l'ensemble des capteurs est égale à 1 Hz. Pour chaque vitesse de rotation, une valeur moyenne est calculée sur la dernière minute de l'enregistrement. Ces conditions d'enregistrement des données expérimentales seront donc réutilisées pour l'ensemble des essais sur ce banc.

Sur la Figure 50, les températures d'injection d'huile entre l'essai 1 et 2 sont très proches. En moyenne, il y a une différence inférieure à 1 °C entre les deux essais. Les variations de température de l'huile injectée sont très faibles au cours de l'essai (inférieure à 3°C). Pour les températures bague extérieure, il y a une différence plus importante de valeur à cause du comportement thermique du banc d'essai. L'écart moyen entre les deux essais est de l'ordre 4°C. A noter que l'écart de température de la bague extérieure entre les deux essais est plus important à hautes vitesses.

Les variations du couple de perte entre les deux essais sont inférieures à 4 %. Cependant à hautes vitesses, le couple mesuré lors de l'essai 2 est supérieur à celui de l'essai 1. Cette différence peut s'expliquer car lors de l'essai 1, la température bague extérieure est plus chaude que pour l'essai 2.

Pour conclure, la Figure 50 souligne qu'en phase étalonnage, le banc d'essai fournit des résultats fiables et répétables. La mesure du couple peut être modifiée à cause du comportement thermique du palier à roulement. Ce phénomène va donc être pris en compte dans la caractérisation des paliers à roulements.

3.4.1.2 Caractérisation des paliers à roulement supports

Le couple de perte des paliers à roulement supports dépend de plusieurs paramètres (la vitesse de rotation, le chargement, la lubrification, le comportement thermique). Lors des essais, il sera difficile d'avoir un comportement thermique identique sur les paliers à roulements supports après plusieurs essais. En effet, plusieurs phénomènes parasites peuvent modifier ce comportement thermique (Température ambiante, essais précédents...). Comme il a été expliqué précédemment, une modification du comportement thermique du palier support entraîne une variation non négligeable du couple de perte. De plus sur ce banc d'essai, des mesures de couple vont être réalisées sur des phases de montée et descente. Pour ce type d'essai les températures au sein du palier à roulement ne seront pas stabilisées. C'est pourquoi, pour caractériser le palier à roulement, la température de référence est utilisée. Cette température est présentée dans l'équation (III.1). Elle est utilisée comme paramètre thermique dans la caractérisation des paliers à roulements supports.

$$T_{référence} = \frac{T_{bague\ extérieure\ bloc\ support\ 1} + T_{huile\ injectée\ bloc\ support\ 1}}{2} \quad (III.1)$$

A noter que la température de référence est calculée uniquement pour le bloc support 1 car le comportement thermique est supposé sur chaque bloc. Lors des essais de caractérisation des paliers supports le même test sera réalisé pour plusieurs températures de référence. La Figure 51 représente le couple de perte d'un palier à roulement support pour deux températures de référence. Pour le premier essai (**essai 1** Figure 51,), la température de référence est proche de 75 °C. Le second essai (**essai 2** Figure 51) a été réalisé pour une température de référence proche de 65 °C. Cette température de référence a été calculée pour le bloc support 1. Le comportement thermique du bloc support 1 est supposé identique au bloc support 2. Pour les deux essais, le débit d'injection d'huile est constant et égal à 10 L/h. Cette caractérisation a aussi été réalisée pour un effort vérin égal à 1.2kN

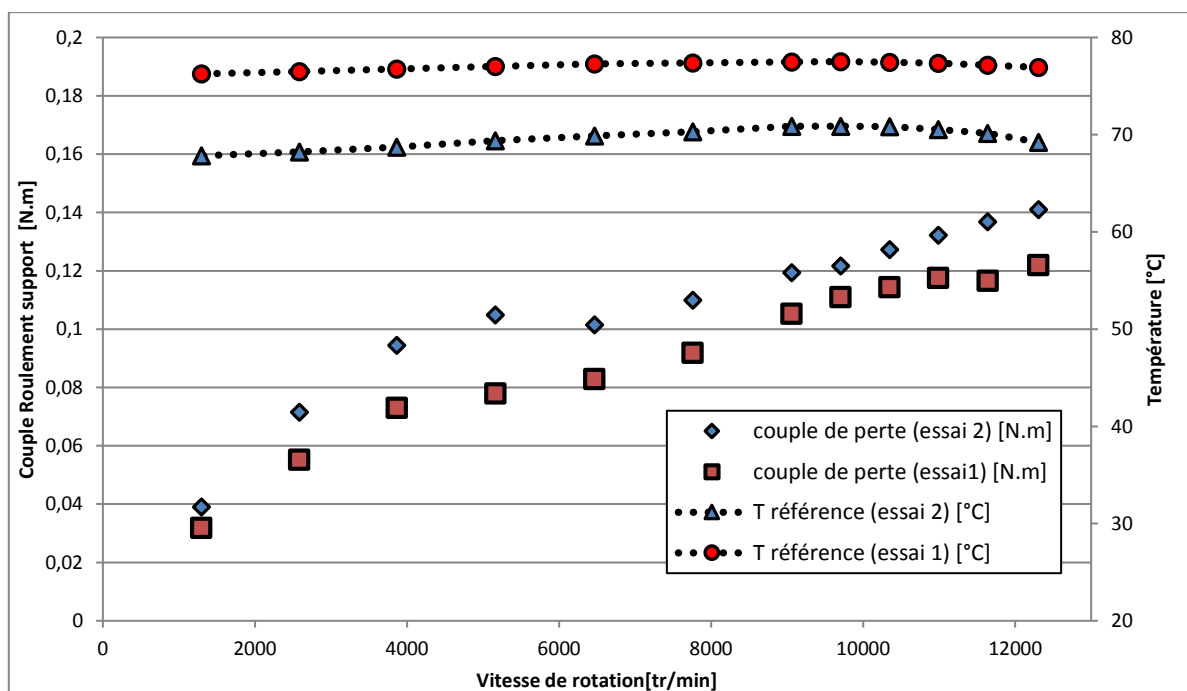


Figure 51: couple de perte d'un palier à roulement support effort 400 N

A partir de la Figure 51, le couple de perte des paliers à roulements supports peut être estimé en fonction de la température du roulement, la vitesse et le chargement. En effet, pour chaque point de vitesse, le couple de perte est obtenu par interpolation entre l'essai chaud et l'essai froid.

De plus, cette figure souligne que la température de référence a une influence sur le couple de perte des paliers supports. En effet, la température de référence pour l'essai 1 est supérieure à celle de l'essai 2. Et donc le couple de perte de l'essai 1 est inférieure à celui de l'essai 2.

3.4.2 Le premier test sur le Roulement bloc mesure

Une fois les paliers à roulements supports caractérisés, le bloc étalonnage est remplacé par le bloc mesure (Figure 52). Le banc d'essai est alors en phase **Mesure**. Précédemment, les essais sur le bloc étalonnage ont permis de caractériser le couple de perte des paliers à roulements supports. La mesure du couple de perte du palier mesure est réalisée par soustraction entre le couple de perte mesure et celui des deux paliers à roulements supports. Pour ce premier test, les paliers à roulements supports et le palier à roulement testé sont lubrifiés avec l'huile Total TPM 7329S. Les caractéristiques de cette huile sont présentées dans Tableau 18. La géométrie de la buse d'injection est similaire à celle utilisée pour les paliers à roulements supports (Figure 46). Le diamètre de la buse est toujours d'un millimètre mais la distance buse - éléments roulants est égale à 3 mm.

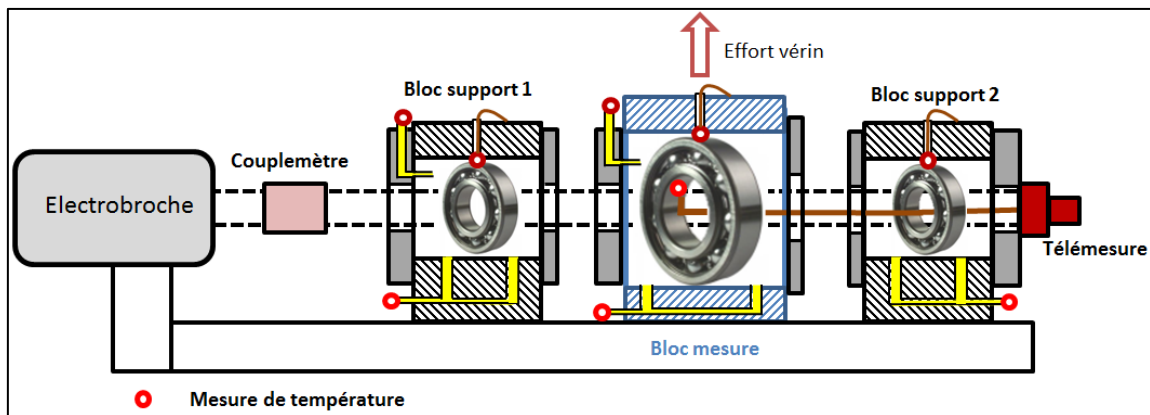
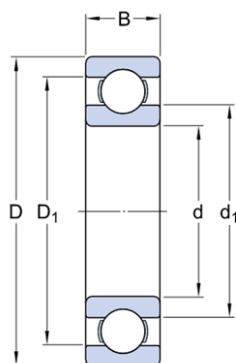


Figure 52: Banc d'essai en configuration mesure

Pour le premier test, le palier à roulement testé est un roulement à billes à gorge profonde (référence SKF 61815). Le diamètre moyen de ce premier roulement testé est de 85 mm. Les caractéristiques du palier à roulement testé sont présentées dans le Tableau 20. Sur ce palier à roulement, une cage rivetée permet de guider les billes. Il s'agit donc d'une géométrie de cage standard qui n'est à priori pas adaptée pour des vitesses de rotation élevées

Tableau 20 : Caractéristiques du palier à roulement testé



Désignation	Valeur
D	95 mm
D1	88,4 mm
d1	81,6 mm
d	75 mm
B	10 mm
Co	14,3 kN

3.4.3 Test de répétabilité

Pour s'assurer de la fiabilité du banc d'essai en phase mesure un test de répétabilité est réalisé. Pour cela le même test est réalisé à un jour d'intervalle. Lors de ce test le palier à roulement testé est lubrifié à un débit de 35 L/h pour une température d'injection égale à 50°C. L'effort radial est constant lors des deux tests et égale à 400 N

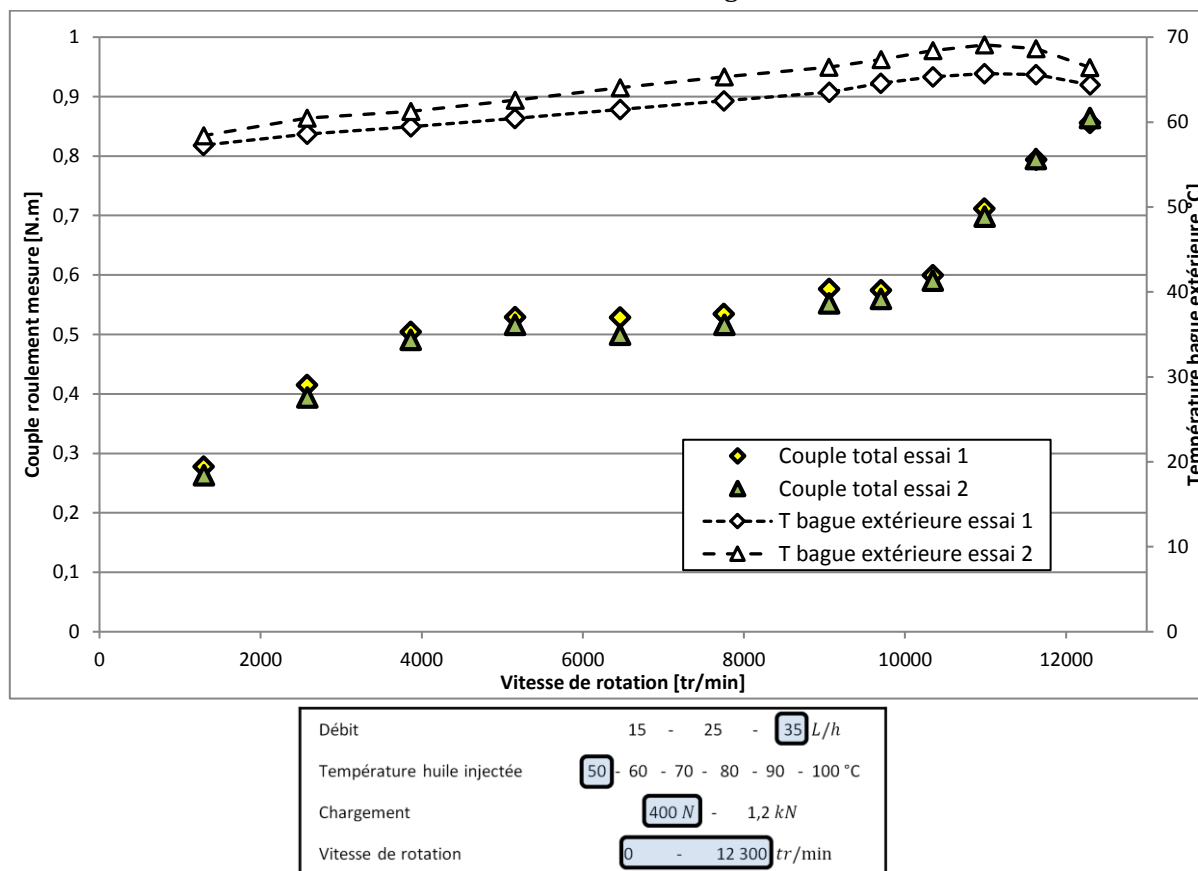


Figure 53: Test répétabilité bloc mesure (essai 400N 50°C 35L/h)

La Figure 53 représente le couple total mesuré ainsi que la température bague extérieure du roulement testé en fonction de la vitesse de rotation pour deux essais. La Figure 53 souligne qu'en phase mesure, le banc d'essai fournit des résultats fiables et répétables. Les différences observées sont dues au comportement thermique différent entre les deux essais. En effet, en fonction des conditions externes, il est très difficile d'avoir des conditions thermiques identiques lors d'une série d'essai. Cependant, les mesures sont cohérentes. En effet, pour l'essai 2, la température extérieure est légèrement supérieure à celle de l'essai 1. Le couple mesuré de l'essai 2 est inférieur au couple mesuré dans l'essai 1. Cette observation est cohérente avec le comportement thermique du palier à roulement. Ces différences de résultat entre les deux essais sont relativement faibles. Ce banc d'essai fournit donc des résultats cohérents et répétables. Le protocole de mesure du banc d'essai roulement est donc validé.

3.5 Conclusion

Ce chapitre présente le développement d'un nouveau banc d'essai modulaire. Ce banc d'essai est dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement. Plusieurs types de paliers à roulements peuvent être testés pour différentes conditions d'utilisation. Des essais à forte charge ou à vitesse de rotation élevée peuvent être réalisés sur le même dispositif expérimental. Sur ce banc d'essai, la mesure du couple de perte est réalisée par un couplemètre. Un dispositif de télémessure permet de réaliser des mesures de températures sur les parties tournantes (bague intérieure, arbre...). Des mesures de températures sont effectuées sur les parties fixes du banc d'essai (bague extérieure, carter, huile injectée et refoulée...). Sur ce banc d'essai le palier à roulement peut être lubrifié avec différentes huiles. Un essai est divisé en deux phases : i) Une phase calibration où l'on caractérise les roulements supports. ii) Une phase mesure pour étudier le comportement thermomécanique du palier à roulement testé. Le changement de phase est facilement réalisable ce qui permet de réduire le temps de non exploitation du banc d'essai.

En fonction des paliers à roulements testés, le banc d'essai peut atteindre des vitesses de rotation importantes. Pour des applications hautes vitesses le produit ($n \times d_m$) est supérieur au million. Un test de répétabilité a été réalisé sur le banc d'essai roulement. Ce test souligne que le banc d'essai fournit des résultats cohérents et répétables.

Un premier roulement test a été monté sur ce banc d'essai. Pour ce premier test le comportement thermomécanique d'un roulement à billes à gorge profonde sera étudié. Le diamètre moyen de ce palier à roulement est égal à 85mm. Les résultats expérimentaux de ce palier à roulement sont présentés dans le chapitre 4. Ces valeurs expérimentales seront comparées avec des résultats numériques provenant de modèles globaux

Chapitre 4

Résultats et interprétations

Ce chapitre présente les premiers résultats sur le banc d'essai roulement. Pour ces premiers essais, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par injection est testé pour un fonctionnement hautes vitesses. Les données expérimentales sont comparées avec les résultats de modèles numériques. Enfin, l'approche intermédiaire développée dans le chapitre 2 est utilisée pour étudier le comportement d'un roulement à billes à gorge profonde pour un fonctionnement hautes vitesses.

4.1 Introduction

4.2 Premiers résultats expérimentaux et discussions

4.3 L'impact du comportement thermique sur le couple de perte

4.4 Autres applications de l'approche intermédiaire

4 5 Conclusion et perspectives

4 Résultats et interprétations

4.1 Introduction

Le banc d'essai roulement présenté dans le chapitre III va être utilisé pour étudier le comportement thermomécanique d'un roulement à billes à gorge profonde. Le diamètre moyen du palier à roulement testé est égal à 85 mm. Pour ces essais, le produit ($n \times d_m$) attendu sera supérieur à 1 million. L'objectif de ces essais est d'étudier le comportement thermomécanique du palier à roulement principalement pour des applications hautes vitesses. L'influence des conditions de fonctionnement (débit, température d'injection d'huile, chargement...) sur le couple de perte sera étudiée. Dans un second temps, les résultats expérimentaux seront comparés avec l'approche simplifiée développée dans le chapitre 2. Pour rappel, cette approche a été validée pour des roulements à billes à contact oblique. Certains paramètres peuvent être modifiés pour affiner cette approche sur un roulement à billes à gorge profonde.

Ce chapitre est divisé en trois parties. La première partie présente l'impact de la vitesse de rotation et de la charge sur le couple de perte mesuré grâce au nouveau banc d'essai. Ces premiers résultats expérimentaux sont comparés avec les modèles numériques (Harris et SKF).

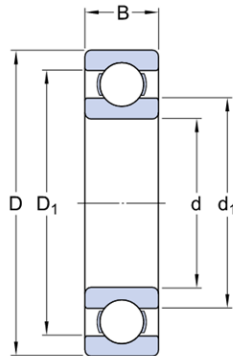
La seconde partie présente des résultats expérimentaux sur le comportement thermique du palier à roulement. L'impact du comportement thermique (température d'injection, débit de lubrifiant) sur le couple de perte est étudié d'un point de vue numérique et expérimental.

La dernière partie présente des hypothèses pour expliquer la forte augmentation du couple de perte observée expérimentalement pour des fonctionnements hautes vitesses. Deux hypothèses sont présentées pour expliquer l'augmentation du couple : i) perte par traînée au niveau des éléments roulants ii) perte au niveau des contacts du palier à roulement (bille/bague, bagues/cage...). L'utilisation du réseau thermique développé dans le chapitre 2 ainsi que des valeurs expérimentales permettront d'avoir une première idée au sujet de l'explication de la forte augmentation du couple de perte pour une application hautes vitesses.

4.2 Premiers résultats expérimentaux et discussions

4.2.1 Descriptif de la campagne d'essai

Pour cette première série de test, le banc est en phase **mesure**. La caractérisation des paliers à roulements supports a été réalisée précédemment (paragraphe 3.4.1). Un roulement à billes à gorge profonde (référence SKF 61815) est monté sur l'arbre du bloc mesure. Le diamètre moyen de ce palier à roulement testé est égal à 85 mm, ses autres caractéristiques sont présentées sur le Tableau 21.



Désignation	Valeur
D	95 mm
D1	88,4 mm
d1	81,6 mm
d	75 mm
B	10 mm
Co	14,3 kN

Tableau 21 : Caractéristiques du palier à roulement testé (ref. SKF 61815)

Le couple de perte de ce palier à roulement est mesuré grâce à un couplemètre positionné sur la ligne d'arbre. Les températures de la bague intérieure et extérieure ainsi que de l'huile injectée et refoulée sont mesurées. Pour la mesure de température au niveau de la bague intérieure, un dispositif de télémessure est utilisé.

L'objectif des premiers tests sur le banc d'essai est d'étudier le comportement thermomécanique du palier à roulement principalement pour des applications hautes vitesses. La vitesse de rotation maximale durant les essais est égale à 12 300 *tr/min*. Cette vitesse de rotation correspond à un produit ($n \times dm$) supérieur à 1 million. A noter que la vitesse limite fournie par le fabricant est égale à 8500 *tr/min*. Cette vitesse de rotation est basée sur les limites mécaniques du palier à roulement. Des tests ont été réalisés pour une vitesse supérieure à cette vitesse limite. Cependant, il semble difficile de réaliser des tests pour des vitesses supérieures à 12 300 *tr/min* sans risquer de détériorer le palier à roulement et le banc d'essai.

Cette première série d'essai a pour but d'étudier l'impact de différents paramètres (vitesse de rotation, charge, débit, température d'injection...) sur le comportement thermomécanique du palier à roulement. Les conditions de fonctionnement du palier à roulement étudié pour cet essai sont présentées dans le Tableau 22

Tableau 22: Condition de fonctionnement du palier à roulement testé

Désignation	Valeur
Température huile injectée	50 – 100°C
Débit d'injection d'huile	[15 – 35]L/h
Effort radial	400 N et 1.2 kN
Vitesse de rotation	[0 – 12 300] <i>tr/min</i>

Pour ces essais, la vitesse de rotation de l'arbre est augmentée progressivement en suivant la plage de vitesse définie dans le Tableau 23. La fréquence d'échantillonnage des données expérimentales est égale à 0,5 Hz. Chaque point de vitesse dure 2 minutes. Pour chaque vitesse de rotation, les valeurs moyennes des données expérimentales sont calculées sur la dernière minute de l'échantillonnage.

Tableau 23 : Plage de vitesse de rotation pour les premiers essais

Vitesse de rotation [tr/min]	1 252	2 584	3 868	5 166	6 469	7 759	9 067	9 706	10 351	10 987	11 617	12 300
Tension électrobroche [V]	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8

Au début de chaque test, une phase de mise en chauffe du banc d'essai est réalisée. Au cours de cette phase, les paliers à roulements fonctionnent à des vitesses de rotation d'environ 5000 *tr/min*. Les bandes chauffantes positionnées autour des réservoirs chauffent l'huile. Un débit d'huile égale à 15 L/h est imposé sur chaque palier de manière à chauffer les flexibles, pompes et blocs du banc d'essai. Cette phase de chauffe du banc d'essai se poursuit jusqu'à ce que la température de l'huile injectée se stabilise à la température souhaitée pour l'essai. Durant chaque essai, les indicateurs de niveau permettent de visualiser un barbotage éventuel d'un palier à roulement. Le test est annulé en cas de barbotage d'un palier à roulement support ou mesure.

4.2.2 Influence de la vitesse de rotation sur le couple de perte

Le premier essai a pour objectif d'étudier l'évolution du couple de perte d'un palier à roulement en fonction de la vitesse de rotation. La Figure 54 décrit le couple de perte du palier à roulement en fonction de la vitesse de rotation et en fonction du produit ($n \times d_m$). Pour ce premier essai, le débit d'injection d'huile est égal à 35 L/h pour une température d'injection égale à 70°C. L'effort radial imposé sur le roulement est égal à 400 N.

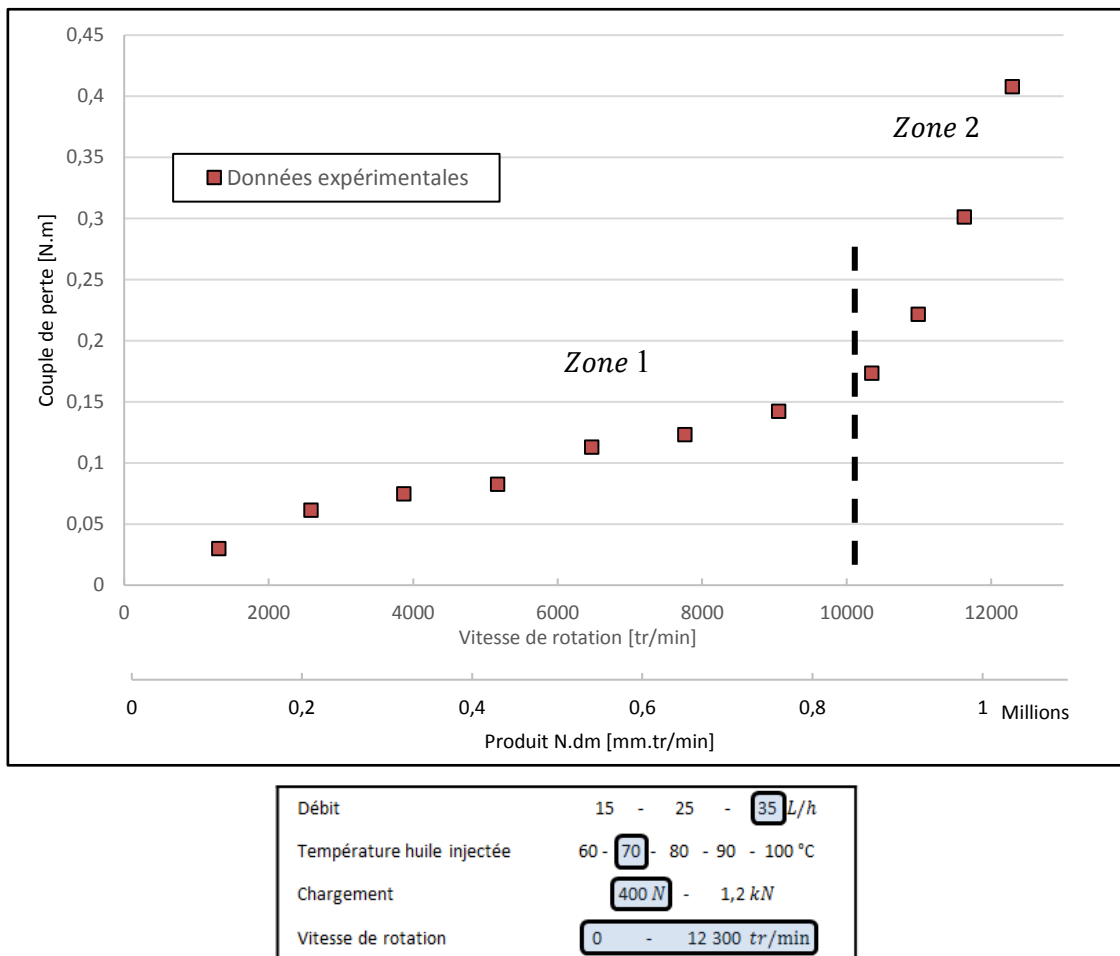


Figure 54: Influence de la vitesse de rotation sur le couple de perte du palier à roulement (400 N 70°C 25 L/h).

La Figure 54 souligne que la variation du couple de perte du palier mesuré avec la vitesse de rotation peut être divisée en deux zones :

Pour des vitesses de rotation comprises entre 0 et 10 000 *tr/min* (**zone 1**) le couple de perte augmente de façon modérée avec la vitesse de rotation. Pour la **zone 1**, le produit ($n \times d_m$) est compris entre 0 et 0,8 million. Dans cette zone, la variation du couple de perte mesuré est proportionnelle à la vitesse de rotation à la puissance 0,6.

Pour des vitesses de rotation supérieures à 10 000 *tr/min* (**zone 2**), le couple de perte subit une forte augmentation avec la vitesse de rotation. Pour la **zone 2**, le produit ($n \times d_m$) est supérieur à 0,8 million. Pour cette zone, la variation du couple de perte mesuré est proportionnelle à la vitesse de rotation à la puissance 3. Cette seconde augmentation peut être due aux efforts de traînée aérodynamique sur les éléments roulants. En effet, ces efforts sont prédominants pour des fonctionnements hautes vitesses[45]. Cependant cette augmentation peut aussi être due à des efforts plus importants au niveau des contacts du palier à roulement. Pour ces vitesses de rotation les efforts centrifuges sont plus importants et peuvent donc modifier la cinématique interne du palier à roulement. D'autres phénomènes doivent aussi être étudiés au niveau des contacts pour expliquer cette forte augmentation du couple de perte (glissement de la cage, moment gyroscopique des corps roulants...).

L'un des objectifs de ce chapitre est d'expliquer l'origine de cette forte augmentation du couple pour une application hautes vitesses.

4.2.3 Influence de la charge sur le couple de perte

Pour cet essai l'impact de l'effort radial sur le palier à roulement va être étudié. La Figure 55 représente le couple de perte du palier à roulement étudié en fonction de la vitesse pour deux efforts radiaux. Le débit d'injection d'huile est égal à 25 L/h pour une température d'injection de 100°C. Ces paramètres restent constants durant l'essai.

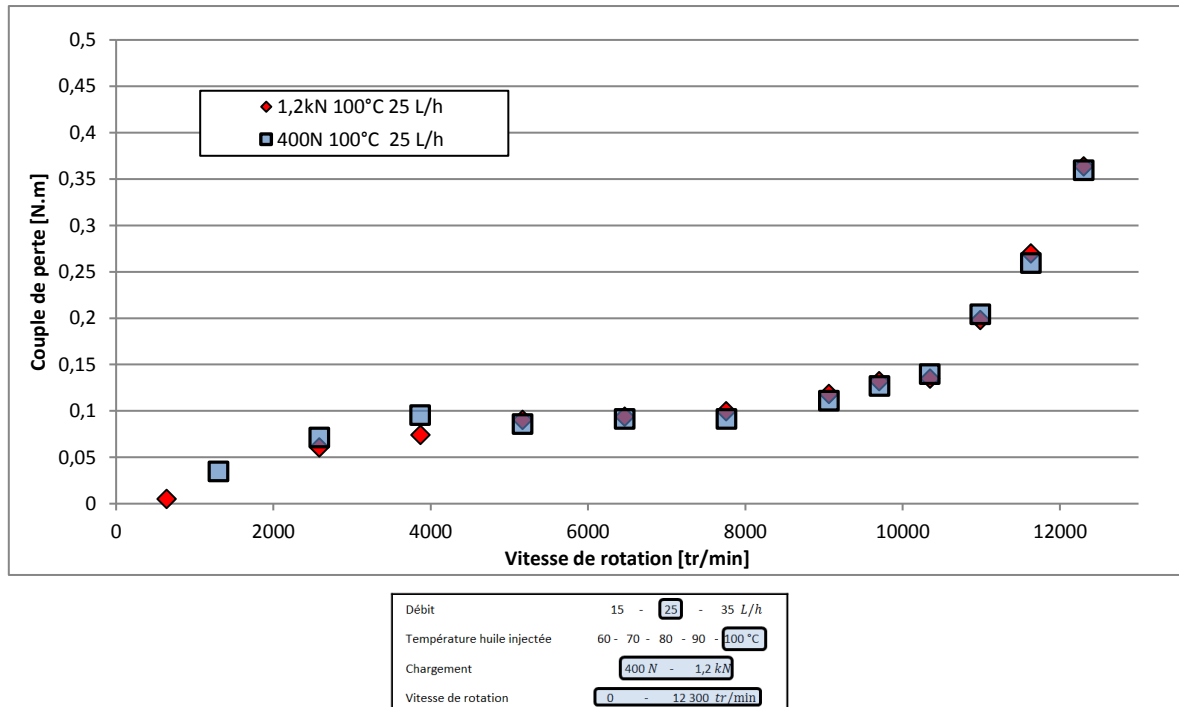


Figure 55: Influence de la charge sur le couple de perte du palier étudié (T injection 100°C débit 25L/h)

La Figure 55 souligne que l'effort radial a un très faible impact sur le couple de perte du palier à roulement. Il est important de souligner que ces deux valeurs de charge radiale sont inférieures à 10% de la charge statique du palier à roulement. Il est donc difficile pour cet essai de visualiser l'impact de la charge sur le couple de perte du palier à roulement testé. Cependant, pour des applications hautes vitesses, les paliers à roulements sont généralement

très peu chargés. C'est pourquoi, des essais avec un effort radial plus important ne seront pas réalisés dans cette étude. Pour visualiser l'impact de la charge sur le couple de perte, des essais à basses vitesses et pour un chargement supérieur à 10% de la charge statique du palier à roulement devraient être réalisés.

4.2.4 Comparaison avec les modèles globaux (Harris et SKF)

Les valeurs expérimentales présentées précédemment sont comparées avec les résultats des modèles globaux (Harris SKF). Dans un premier temps, pour le modèle Harris et SKF, le couple de perte est calculé à la température moyenne des bagues mesurées lors des essais. Cette première hypothèse sera discutée dans la suite de ce chapitre.

4.2.4.1 Le modèle SKF

La Figure 56 représente le couple de perte d'un palier à roulement en fonction de la vitesse de rotation. Les points rouges représentent les valeurs expérimentales mesurées sur le banc d'essai roulement. Ces valeurs expérimentales sont comparées avec le couple calculé par le modèle SKF. Le couple de perte est calculé à la température moyenne des bagues mesurées lors des essais. Différents couples de perte sont calculés à partir du modèle SKF. La courbe en pointillé représente le couple global de perte calculé par le modèle. La courbe pleine représente la modèle SKF sans la contribution du couple de perte par traînée. Pour cet essai l'effort radial est de 400 N. Le débit d'huile est égal à 15 l/h pour une température d'injection de 60°C.

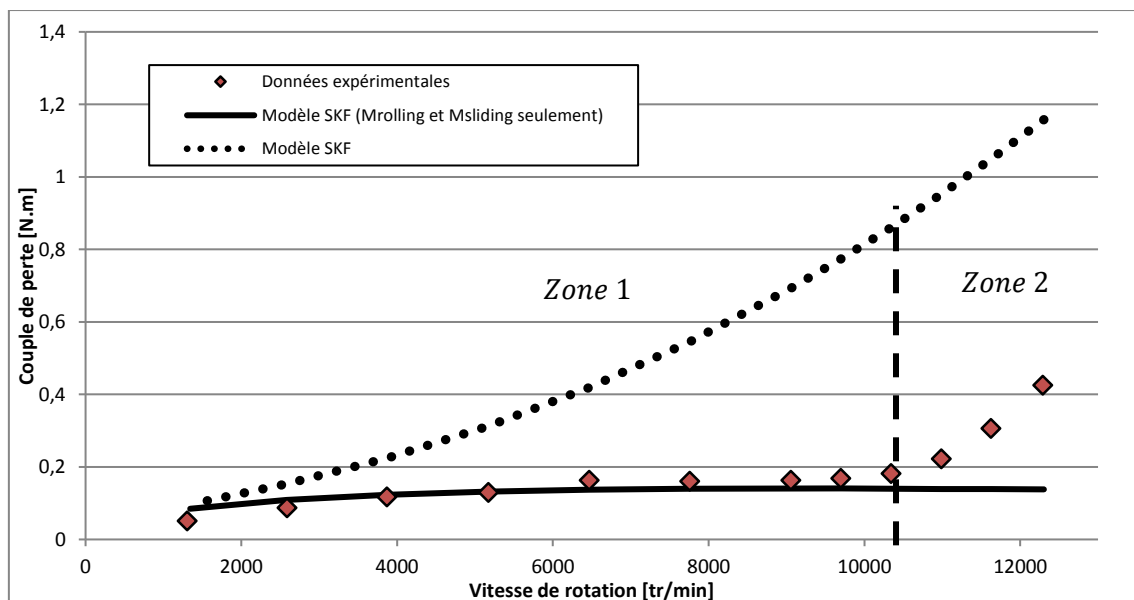


Figure 56: Comparaison entre les valeurs expérimentales et le modèle SKF (400N 60°C 15 L/h)

La Figure 56 souligne que le modèle SKF surestime le couple de perte dans le palier à roulement. Cette observation a déjà été observée dans le chapitre 1 (cf paragraphe 1.2.3.2). Cependant Le modèle SKF sans la contribution du couple de perte par traînée permet d'obtenir une estimation correcte du couple de perte du roulement dans la zone 1 uniquement.

La Figure 57 représente le couple de perte calculé par le modèle SKF sans la contribution du moment de traînée pour deux charges radiales (400 N et 1.2 kN). Ces résultats numériques sont comparés aux valeurs expérimentales. Pour cet essai l'effort radial est encore de 400 N. Le débit d'huile est égal à 15 l/h pour une température d'injection de 60°C.

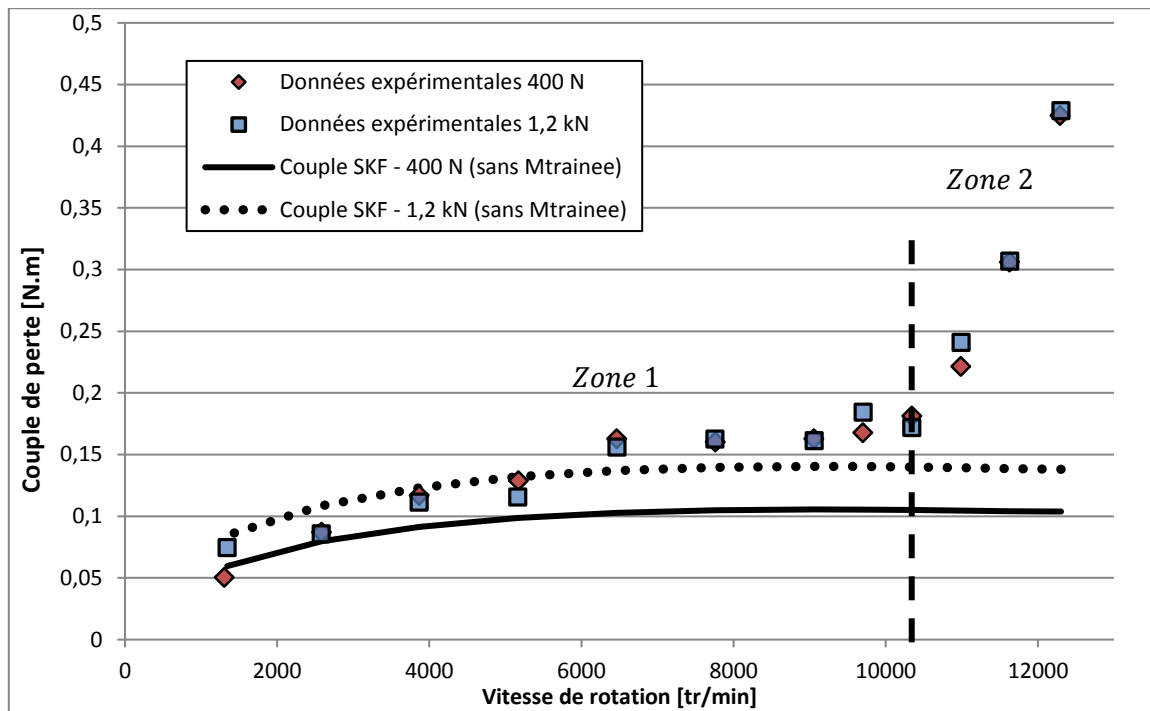


Figure 57: Influence de la charge dans le modèle SKF (essai 400 N 60°C 15 L/h)

La Figure 57 souligne que l'effort radial a un fort impact sur le couple de perte calculé par le modèle SKF sans la contribution du moment de traînée. Cependant les résultats expérimentaux présentés sur la Figure 55 soulignent que dans ce cas d'application, la charge radiale a un faible impact sur le couple de perte. Le modèle SKF semble donc moins adapté pour étudier l'impact de la charge sur le couple de perte du palier à roulement. Pour le modèle SKF, il pourrait être intéressant de seuiller la valeur de la charge à 10 % de la charge statique du palier à roulement étudié pour un fonctionnement à faible charge.

4.2.4.2 Le modèle Harris

La Figure 58 représente le couple de perte d'un palier à roulement en fonction de la vitesse de rotation. Les carrés rouges représentent les valeurs expérimentales mesurées sur le banc d'essai roulement. Ces valeurs expérimentales sont comparées avec le couple calculé par le modèle Harris. Le couple de perte est calculé à la température moyenne des bagues mesurées lors des essais. Pour cet essai, l'effort radial est toujours de 400 N. Le débit d'huile est égal à 15 l/h pour une température d'injection de 60°C.

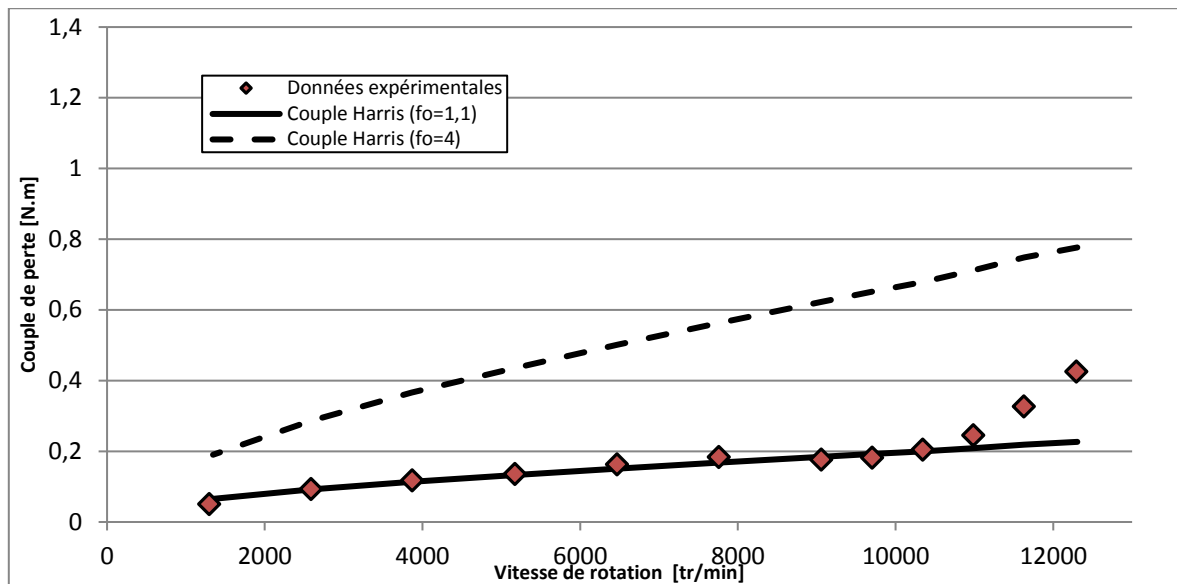


Figure 58: Comparaison entre valeurs expérimentales et le modèle Harris (Essai Fr 400 N T injection 60°C débit 15 L/h)

La Figure 58 souligne que pour un coefficient f_o égal à 4 (valeur imposée par la norme ISO/TR 14179-1 [89]), le modèle Harris surestime le couple de perte. Cependant en imposant un coefficient f_o égal à 1,1, le modèle Harris permet une bonne estimation du couple de perte pour un fonctionnement basse vitesse. La forte augmentation du couple pour une application hautes vitesses n'est pas prise en compte dans le modèle Harris.

La Figure 59 représente le couple de perte calculé par le modèle Harris avec un f_o égal à 1.1 pour deux charges radiales (400 N et 1.2 kN). Ces résultats numériques sont comparés aux valeurs expérimentales.

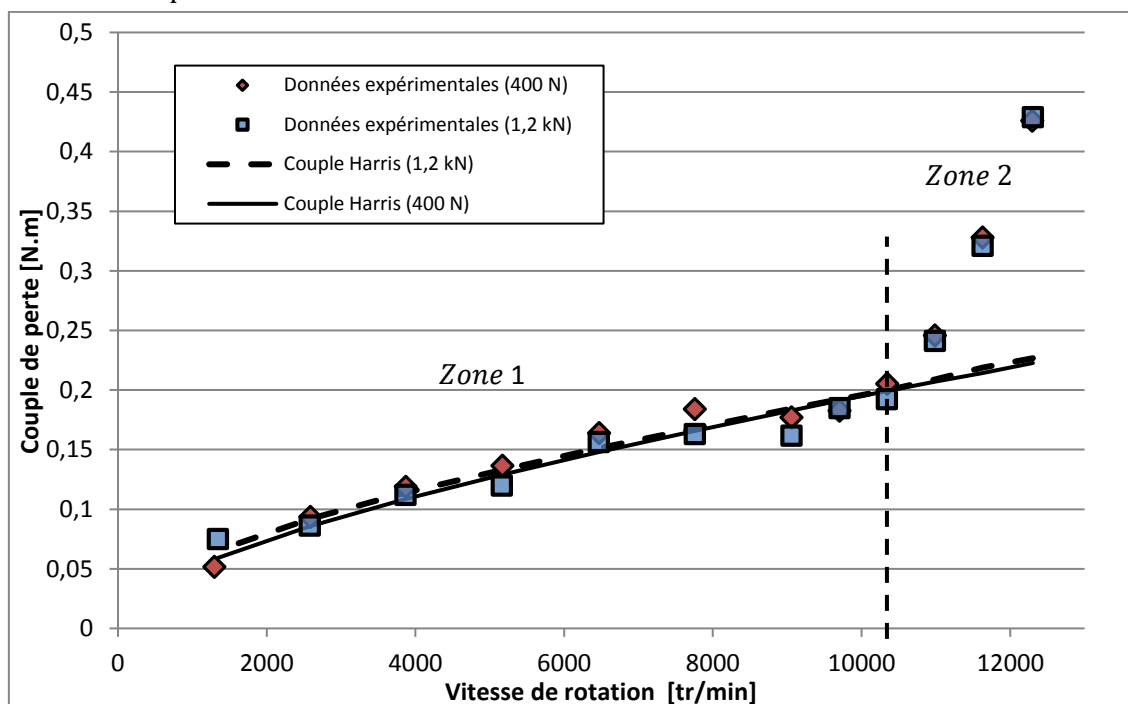


Figure 59: Influence de la charge dans le modèle Harris (Essai Fr 400 N T injection 60°C débit 15 L/h)

La Figure 59 souligne que l'effort radial a un très faible impact sur le couple de perte calculé par le modèle Harris. Cette variation est cohérente avec les résultats expérimentaux présentés sur la Figure 55. Le modèle Harris semble donc plus adapté pour étudier l'impact de la charge sur le couple de perte du palier à roulement pour un fonctionnement hautes vitesses.

Pour conclure, les modèles Harris et SKF peuvent fournir des bons résultats pour une application basses vitesses en recalant certains paramètres. Cependant, l'impact de l'effort radial sur le couple de perte n'est pas correctement pris en compte dans le modèle SKF. De plus, le modèle Harris reste plus simple à recalibrer en modifiant un unique paramètre. C'est pourquoi, dans la suite du chapitre, seul le modèle Harris sera étudié.

Enfin, pour une application hautes vitesses, la forte augmentation du couple de perte n'est pas prise en compte dans les deux modèles. Dans le chapitre 2, des pertes par traînée combinées aux pertes calculées par le modèle Harris ont permis de quantifier la puissance totale dissipée au sein d'un palier à roulement. La répartition de pertes à hautes vitesses sera traitée ultérieurement dans ce chapitre.

4.3 L'impact du comportement thermique sur le couple de perte du palier à roulement étudié

Le nouveau banc d'essai permet d'obtenir des informations sur le comportement thermomécanique du palier à roulement. Dans ce paragraphe, l'influence de plusieurs paramètres thermiques sur le couple de perte du palier à roulement est présentée.

4.3.1 Influence de la température d'injection

La Figure 60 représente le couple de perte du palier à roulement étudié pour différentes températures de lubrifiant injectées. Les essais ont été réalisés pour un effort radial fixe de 400 N et un débit constant de 35 L/h.

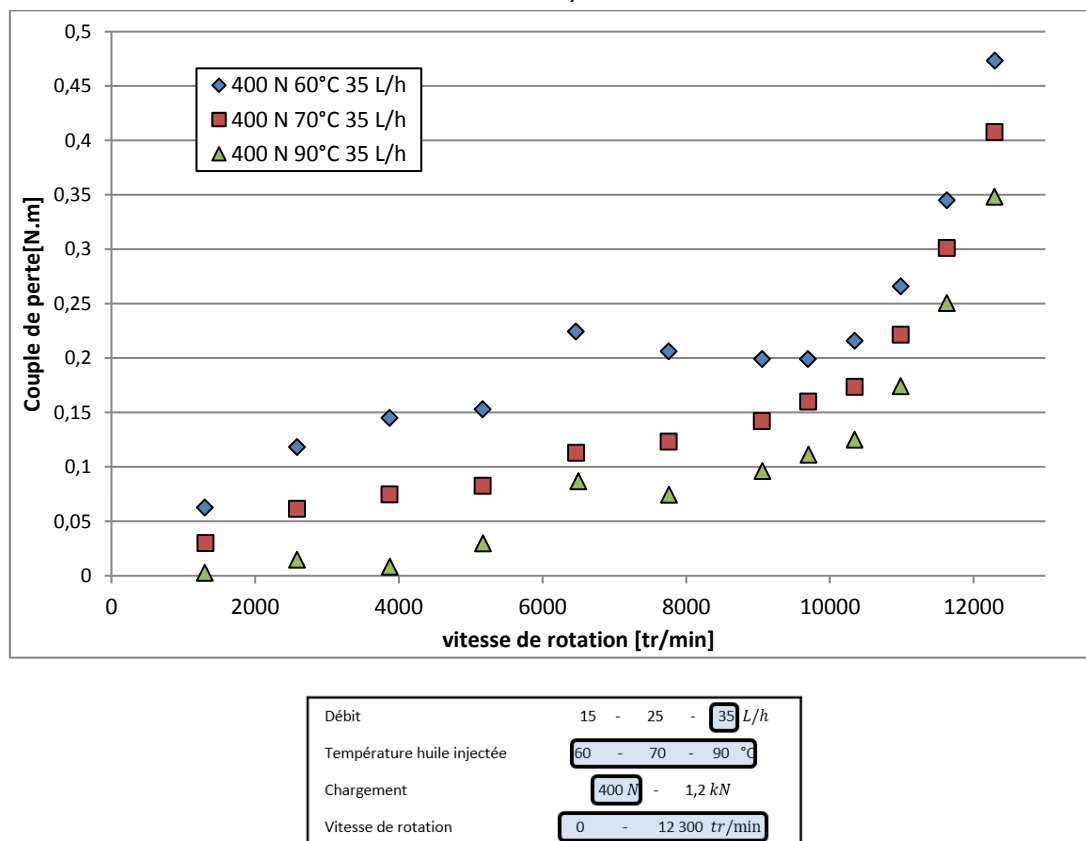


Figure 60: Influence de la température d'injection sur le couple de perte (essai à 400N débit 35 L/h)

La Figure 60 souligne que la température d'injection a un impact sur le couple de perte du palier étudié. En effet, une variation de la température de lubrifiant injectée entraîne une modification de son comportement thermique et donc des pertes de puissance.

4.3.2 L'impact de la température d'injection sur les modèles

Les Figure 61 et Figure 62 représentent le couple de perte calculé par le modèle pour différentes températures. Les couples calculés par ce modèle sont comparés aux valeurs expérimentales provenant du banc d'essai. Pour rappel, les couples de perte ont été calculés à la température moyenne de la bague intérieure et extérieure ou à la température d'injection du lubrifiant. Ces températures ont été mesurées lors des essais. Pour ces essais, la charge radiale est constante et égale à 400 N. Le débit d'injection d'huile est égal à 35 L/h. Les couples de perte sont calculés pour deux températures d'injection (60°C et 90°C) de manière à étudier l'impact de la température d'injection d'huile sur le couple perte.

Enfin la plage de vitesse choisie pour réaliser cette comparaison se trouve dans la zone 1 (définie sur la Figure 54). La forte augmentation du couple observée dans la zone 2 sera étudiée dans la suite de l'étude.

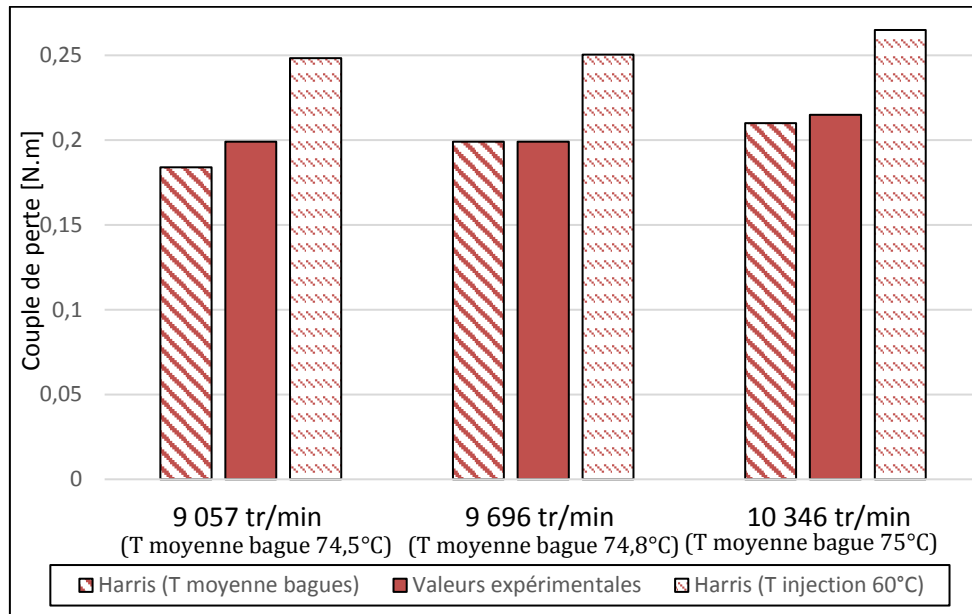


Figure 61: Influence du comportement thermique sur le modèle Harris T injection 60°C

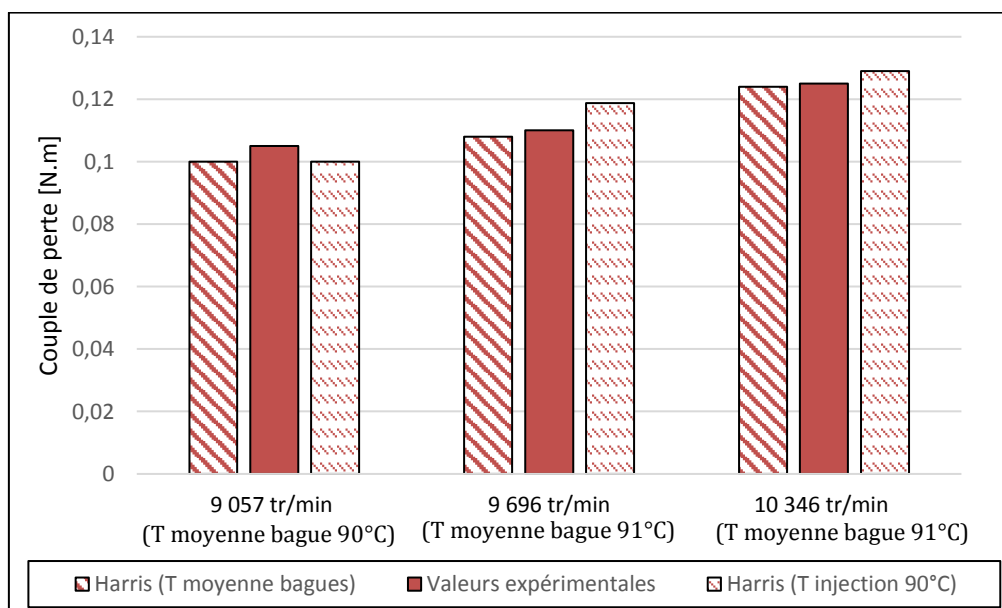


Figure 62: Influence du comportement thermique sur le modèle Harris T injection 90°C

La Figure 61 souligne que pour une température d'injection d'huile égale à 60°C, le couple de perte calculé à la température d'injection est surestimé. Le couple de perte calculé à

la température moyenne des bagues permet une bonne estimation du couple de perte du palier à roulement.

La Figure 62 souligne que pour une température d'injection égale à 90°C, le couple de perte calculé à la température d'injection ainsi qu'à la température moyenne des bagues permettent une bonne estimation du couple de perte. Cependant pour ce cas, la température d'injection de l'huile est environ égale à la température moyenne des bagues.

Pour conclure, pour une température d'injection de lubrifiant égale à 60°C, le couple de perte calculé pour cette température est surestimé. Pour une température d'injection plus égale à 90°C le couple de perte calculé à la température d'injection et à la température des bagues permettent une bonne estimation des pertes au sein d'un palier à roulement.

4.3.3 Le comportement thermomécanique de palier à roulement

Outre la température d'injection, la température du palier à roulement a un fort impact sur le couple de perte. Pour illustrer cet impact, un essai est réalisé avec les mêmes conditions de fonctionnement (charge, débit, température d'injection). La vitesse de rotation est augmentée progressivement de 0 à 12 300tr/min (**phase montée**) en suivant la plage de vitesse définie dans le Tableau 23. Puis elle est réduite (**phase descente**) en suivant la même plage de vitesse. L'intervalle de temps entre chaque point de vitesse est égal à 2 minutes.

La Figure 63 représente les variations du couple du palier à roulement ainsi que les températures d'injection huile de bague extérieure et de bague intérieure lors des phases de **montée** et **descente**.

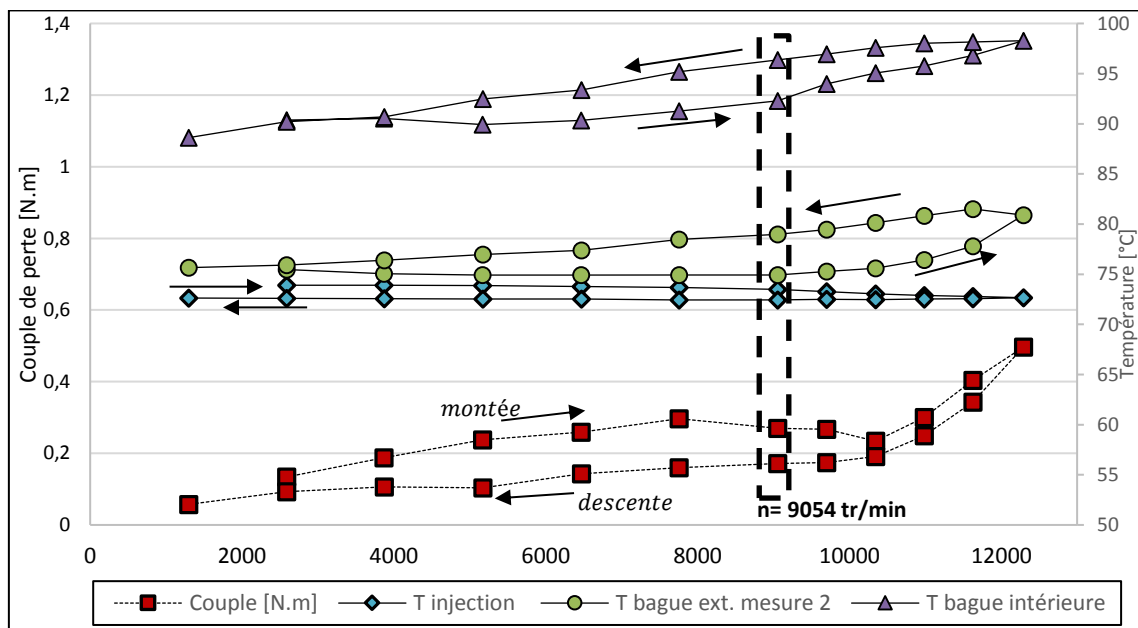


Figure 63: Influence de la thermique dans le couple de perte du palier à roulement (Fr 400N T injection 73 °C débit 35 L/h)

La Figure 63 souligne que le couple de perte du palier à roulement est plus important lors de la phase de montée que durant la descente. De plus, lors de la phase de montée, la forte augmentation du couple de perte pour une vitesse d'environ 10 300 *tr/min* entraîne une augmentation de la température de la bague extérieure. En phase de descente, la température de la bague extérieure est donc plus chaude que durant la phase de montée. Cette différence de température explique la différence de valeur du couple mesuré entre les deux phases. Le couple de perte lors de la phase de descente est donc inférieur à celui lors de la phase de montée. A noter que la différence de couple entre la phase montée et descente est plus importante pour la plage de vitesse 4000 *tr/min* -8000 *tr/min*.

Pour rappel, les conditions de fonctionnement (effort radial, débit...) sont constantes durant l'essai. De plus, la température d'injection varie très peu lors de l'essai (variation inférieure à 3 °C). Il paraît donc nécessaire de prendre en compte la température des bagues intérieures et extérieures dans le calcul du couple de perte. En effet la température d'injection n'est pas suffisante pour prendre en compte le comportement thermique du palier à roulement dans le calcul du couple de perte. Pour souligner l'importance des températures de bagues dans le calcul du couple de perte, la Figure 64 représente le couple de perte calculé par le modèle Harris à la température de l'huile injectée et à la température moyenne des bagues mesurées pour une vitesse de rotation égale à 9054 *tr/min* durant la phase de montée et descente. Ces valeurs numériques sont comparées avec les données expérimentales mesurées sur le banc d'essai. Pour cet essai, l'effort radial est de 400N pour un débit d'huile de 35L/h et une température d'injection égale à 73 °C.

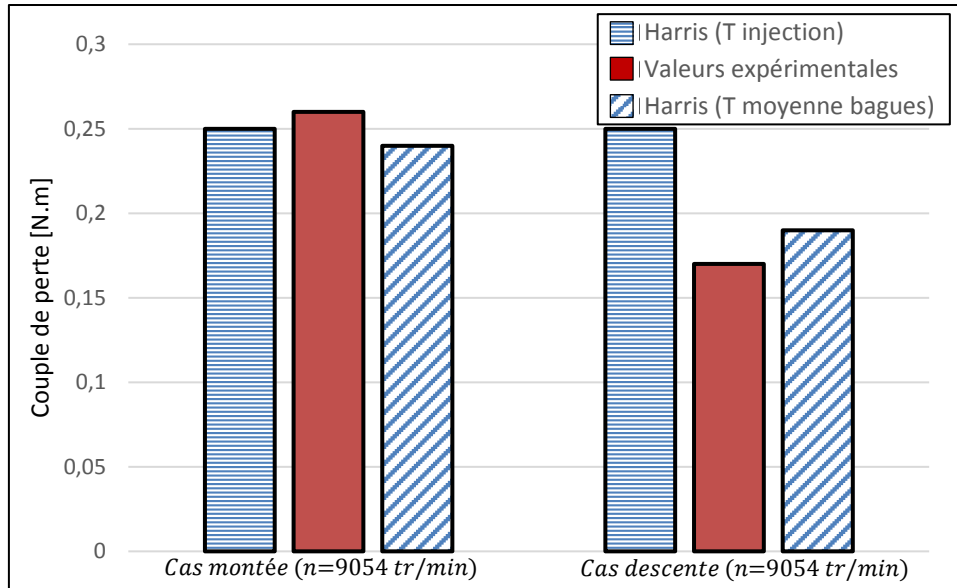


Figure 64: Couple de perte Harris calculé pour plusieurs températures à une vitesse de rotation égale à 9 054 *tr/min*

La Figure 65 souligne que le couple calculé par le modèle Harris à la température d'injection est identique dans la phase **montée** et **descente**. En effet la température d'injection est identique dans les deux cas. Pour la phase **montée**, le couple de perte calculé à la température d'injection et à la température moyenne des bagues permet une bonne estimation du couple de perte. Cependant, dans la phase **descente**, le palier à roulement est plus chaud et le couple de perte est plus faible que durant la phase montée. Le couple calculé à la température moyenne des bagues permet une bonne estimation du couple de perte du palier à roulement. Le couple calculé à la température d'injection d'huile est surestimé.

Enfin, le calcul du couple de perte à la température moyenne des bagues est aussi très intéressant pour un fonctionnement transitoire. En effet, dans ce cas, les variations de températures et de couple de perte sont rapides. Les températures des bagues semblent pertinentes pour prendre en compte le comportement thermique du palier à roulement dans le calcul du couple de perte.

4.3.4 Le comportement thermomécanique de palier à roulement en phase de montée

La Figure 66 représente le couple de perte ainsi que des mesures de températures du palier à roulement testé en fonction de la vitesse de rotation. Pour cet essai, le débit d'injection est de 15 *L/h* pour une température d'injection égale à 60°C. L'effort radial appliqué est égale à 1,2 *kN*.

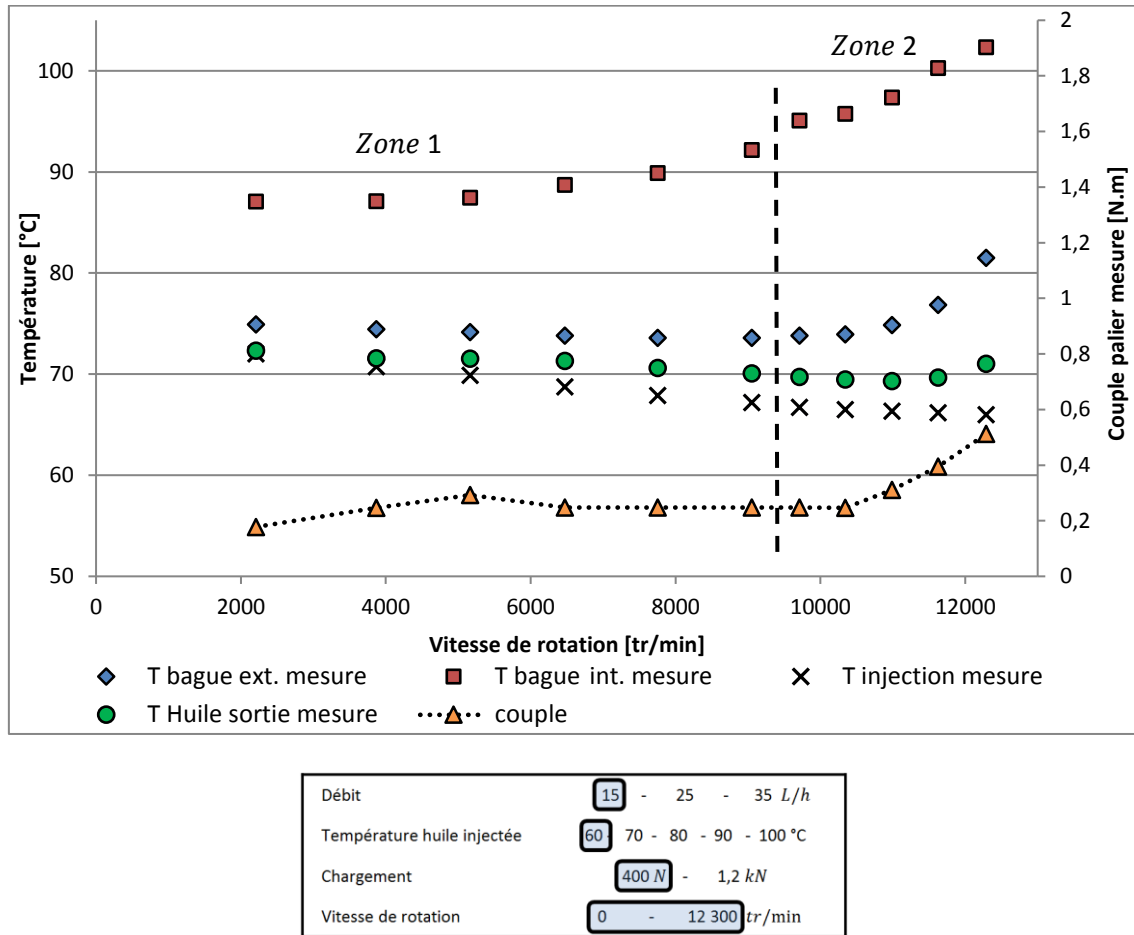


Figure 66: Le comportement thermomécanique de palier à roulement

La Figure 66 souligne que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne une augmentation de la température des bagues intérieures et extérieures du palier à roulement. Cependant, cette augmentation de la température n'est pas identique entre les deux bagues. En effet, la température de la bague intérieure augmente de manière constante à partir d'une vitesse de rotation d'environ 4 000 *tr/min*. Inversement la température de la bague extérieure est constante dans la zone 1. Dans la deuxième zone, l'augmentation brutale du couple de perte du palier à roulement entraîne une augmentation de la température de la bague extérieure. La température de la bague extérieure peut donc prédire l'augmentation du couple de perte d'un palier à roulement pour un fonctionnement hautes vitesses. Dans cet essai, la différence de température entre la bague intérieure et extérieure est d'environ 15°C. Dans ces conditions, la température de la bague extérieure est plus froide car elle est refroidie au contact du carter.

La température d'huile en sortie du palier à roulement augmente de façon modérée avec la vitesse de rotation. En effet la mesure de température huile sortie est située dans un flexible en sortie du carter. Le lubrifiant injecté du palier à roulement va d'abord ruisseler sur le carter et le flexible avant d'être au contact avec le thermocouple. C'est pourquoi, une faible augmentation de la température d'huile sortie est observée.

4.3.5 Conclusion intermédiaire

Pour une application basse vitesse, le couple de perte peut être estimé à partir de modèles globaux. Ces modèles doivent être recalés pour obtenir une estimation correcte du couple de perte. Cependant, le modèle Harris reste plus adapté pour estimer le couple de perte pour ce type d'application. En effet, pour le modèle SKF, le moment de traînée ne doit pas être pris en compte dans les calculs pour avoir une estimation correcte du couple de perte. En effet les pertes calculées avec ce moment de traînée sont surestimées. De plus cette première partie

a souligné l'impact de l'effort radial sur le couple de perte du palier à roulement n'était pas correctement pris en compte dans le modèle SKF.

Enfin pour prendre en compte le comportement thermique du palier à roulement, ces modèles doivent être calculées à la température moyenne des bagues. Cependant pour une application hautes vitesses, c'est-à-dire pour un produit ($n \times d_m$) supérieur à 0.9 million environ, ces modèles globaux ne peuvent pas être utilisés pour estimer le couple de perte. En effet, les résultats expérimentaux soulignent une forte augmentation du couple de perte à partir d'un produit ($n \times d_m$) supérieur à 0.9 million environ. Cette augmentation du couple de perte sera investiguée dans la dernière partie du chapitre.

4.4 Autres applications de l'approche intermédiaire

4.4.1 Introduction

Les premiers résultats expérimentaux soulignent une forte augmentation du couple de perte pour un fonctionnement hautes vitesses. Cette augmentation n'est pas prise en compte dans les modèles globaux et plusieurs phénomènes peuvent l'expliquer. Un réseau thermique peut être utilisé pour avoir une première idée sur l'origine de cette augmentation. En effet dans un réseau thermique, les différentes résistances thermiques ainsi que la répartition des pertes peuvent être modifiées en fonction des hypothèses permettant d'expliquer la forte augmentation du couple. En fonction donc de ces hypothèses étudiées, les températures calculées des différents nœuds vont être modifiées. D'où l'idée de comparer ces températures calculées avec celles mesurées sur le banc d'essai lors de tests. Cette première étude permettra donc d'étudier l'origine des pertes au sein d'un palier à roulement pour un fonctionnement hautes vitesses.

L'approche intermédiaire développée dans le chapitre 2 a été utilisée pour estimer la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement ainsi que la température des bagues. Dans cette partie, cette même approche va être étudiée mais cette fois-ci, pour étudier l'origine des pertes au sein d'un palier à roulement. Pour cela, un réseau thermique du bloc mesure du banc d'essai est réalisé. Ce réseau thermique est modifié en fonction des différentes hypothèses définies pour expliquer l'augmentation du couple de perte. A noter que l'ensemble des pertes thermiques injectées dans le réseau est égal à la perte globale du palier à roulement mesurée lors des essais. Les températures calculées grâce au réseau thermique sont comparées avec les valeurs expérimentales afin de valider ou invalider une hypothèse.

4.4.2 Les hypothèses

Pour expliquer la forte augmentation du couple de perte pour un fonctionnement hautes vitesses deux hypothèses sont proposées :

Hypothèse 1 : La forte augmentation du couple est due à des efforts au niveau des **contacts** (effets centrifuges, spinning, glissement ou déformation de la cage). Ces efforts au niveau des contacts auraient pour conséquence d'augmenter le couple de perte du roulement pour une application hautes vitesses.

Hypothèse 2 : La forte augmentation du couple est due à des efforts de **traînée** sur les éléments roulants. En effet, pour des applications hautes vitesses, il a été démontré dans le chapitre 2 que les pertes par traînée peuvent être prédominantes.

L'idée de cette dernière partie est d'utiliser l'approche développée dans le chapitre 2 ainsi que les valeurs expérimentales présentées dans ce chapitre pour valider ou invalider une hypothèse. Pour cela, chaque hypothèse suppose une distribution de perte et une fraction d'huile différente. Plusieurs calculs sont réalisés sur le réseau thermique développé dans le chapitre 2 en faisant varier ces paramètres. Les valeurs numériques calculées grâce au réseau thermique sont comparées avec les résultats expérimentaux du banc d'essai.

4.4.2.1 Hypothèse 1 : Les efforts aux contacts

La forte augmentation du couple peut être expliquée par des efforts plus importants au niveau des contacts du palier à roulement. En effet, les efforts centrifuges qui s'appliquent à l'ensemble des paliers à roulements peuvent avoir pour conséquence d'augmenter les

pressions au niveau du contact. De plus ces efforts peuvent modifier la cinématique interne du palier à roulement ou bien déformer la cage[5] et donc augmenter le couple de perte.

Pour justifier cette hypothèse, sur la Figure 66, les températures des bagues du paliers à roulement et de l'huile sortant sont mesurées pour une application hautes vitesses. Sur cette figure, il a été observé que la température de la bague extérieure augmente fortement pour un fonctionnement hautes vitesses. A l'inverse, la température de la bague intérieure augmente de manière constante avec la vitesse de rotation. La forte augmentation de la température de la bague extérieure peut être due aux efforts centrifuges qui augmentent les pressions de contact entre les corps roulants et la bague extérieure. En effet, pour des vitesses de rotation élevées, les efforts centrifuges[5] peuvent être prédominants et ils s'appliquent à l'ensemble des corps roulants. Ces efforts pourraient entraîner un échauffement rapide de la bague extérieure.

De plus, la vitesse de rotation limite spécifiée par le fabricant du palier à roulement est égale à 8500 *tr/min*. Or, au cours des essais, le palier à roulement a été testé pour des vitesses de rotation supérieures à 12 000 *tr/min*. Pour ces conditions de fonctionnement extrêmes, des contacts entre les différents éléments du palier à roulement (bagues, cages, corps roulants) peuvent se produire. De plus, la conception de la cage n'a pas été optimisée pour un fonctionnement hautes vitesses. En effet, un palier à roulement standard est utilisé sur ce banc. Dans la littérature, des sources de dissipation au niveau de la cage ont déjà été observées [90]. Ces différents contacts peuvent engendrer des pertes dépendantes de la vitesse de rotation.

Enfin, un phénomène de glissement de la cage pour un palier à roulement peu chargé a déjà été observé dans la littérature [91][30]. Ce phénomène pourrait aussi expliquer une forte augmentation du couple de perte pour une application hautes vitesses.

4.4.2.2 Hypothèse 2 : Les efforts de traînée

La forte augmentation du couple de perte peut être due aux efforts de traînée sur les éléments roulants. En effet, d'après la littérature, ces efforts peuvent être prédominants pour des applications hautes vitesses [4], [81], [92]. Pour justifier cette hypothèse, la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement est calculée en fonction de la vitesse de rotation (Figure 67). Pour cet essai, l'effort radial est de 400 N la température d'injection est de 70°C pour un débit d'injection de 15 L/h.

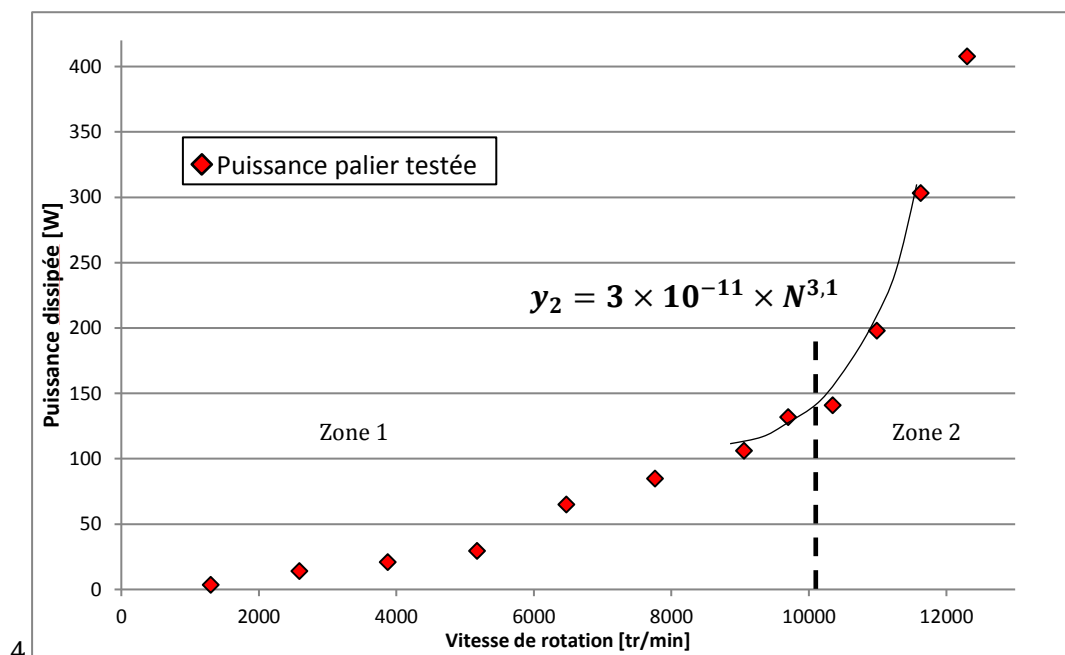


Figure 67: Puissance dissipée palier à roulement testée (Fr 400N T injection 70°C débit 15 L/h)

Sur la Figure 67, une courbe de tendance a été tracée pour le cas hautes vitesses. Cette courbe de tendance est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation. Or les pertes par traînée présentées dans l'équation I.19 sont aussi proportionnelles au cube de la vitesse de rotation.

De plus, l'impact du débit d'injection sur le couple de perte du palier à roulement a été étudié. En effet, le débit d'huile modifie le pourcentage d'huile au sein d'un palier à roulement (Equation I.23). Or ce pourcentage ou fraction d'huile a une influence sur la masse volumique du brouillard d'huile généré au sein d'un palier à roulement (Equation I.21). Cette modification de la masse volumique impacte les pertes par traînée (Equation I.19). La Figure 68 représente le couple de perte du palier à roulement étudié pour différents débits d'injection.

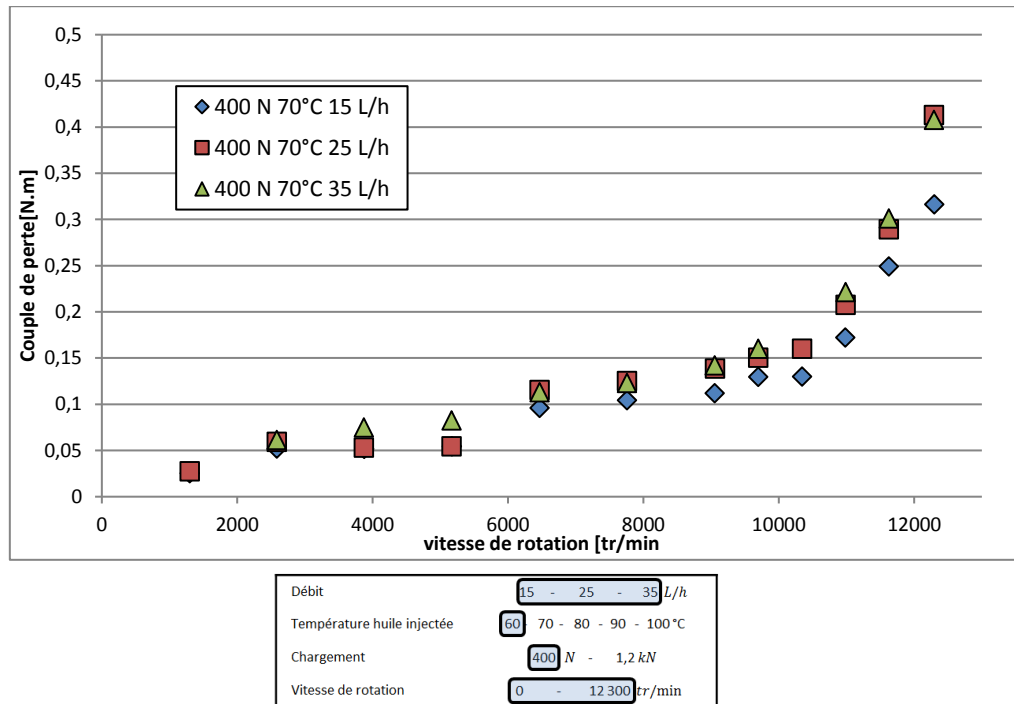


Figure 68: Influence du débit d'injection sur le couple de perte du palier étudié (essai 400 N T injection 60°C)

La Figure 68 souligne que le débit d'injection a un faible impact sur le couple de perte du palier à roulement étudié pour un fonctionnement basses vitesses. Cependant, pour des vitesses de rotation supérieures à 9 000 *tr/min*, l'augmentation du débit entraîne une augmentation des pertes du palier à roulement. Le débit d'injection d'huile a donc un impact sur le couple de perte du palier à roulement. Or, parmi les différentes pertes au sein d'un palier à roulement, les pertes par traînées sont l'une des rares pertes qui dépendent de la quantité d'huile au sein du palier à roulement et donc du débit. Cette observation souligne donc que les pertes par traînée peuvent être à l'origine de la forte augmentation du couple de perte à hautes vitesses.

4.4.3 Résultats numériques et discussions

4.4.3.1 Pré requis

Tout d'abord pour ce paragraphe, deux points de vitesses sont étudiés (9200 et 11 300 *tr/min*). Pour ces deux points de vitesses le débit d'injection est égal à 15 L/h pour une température de 60°C et l'effort radial appliqué sur le palier à roulement est égale à 400 N. Contrairement aux essais présentés précédemment, les valeurs stabilisées de couple de perte et températures sont mesurées. Pour chaque vitesse de rotation, la stabilisation du couple et des températures durent une heure. Ces valeurs expérimentales sont ensuite comparées avec des résultats numériques provenant du réseau thermique.

En plus des valeurs expérimentales stabilisées, le réseau thermique du bloc mesure du banc d'essai roulement doit être réalisé (Figure 69). Le réseau thermique du palier à

roulement étudié est identique à celui présenté dans le chapitre 2 (Figure 26). En plus de ce réseau, des résistances de convection et conduction permettent de modéliser des échanges de conduction au sein des carters du bloc mesure et des échanges de convection entre l'air ambiant et le carter. Les résistances de convection entre le brouillard d'huile au sein d'un palier à roulement et les bagues ou corps roulants sont modifiées en fonction de la fraction d'huile. Les pertes par traînée sont injectées sur le nœud brouillard [B.]. Le reste des pertes est injecté sur le nœud Corps Roulants [C.R.]. A noter que l'ensemble de pertes injectées dans le réseau thermique est égal à la perte totale mesurée. Enfin, dans ce réseau thermique les températures de l'huile injectée et de l'air ambiant sont imposées. Ces températures sont égales aux valeurs expérimentales mesurées.

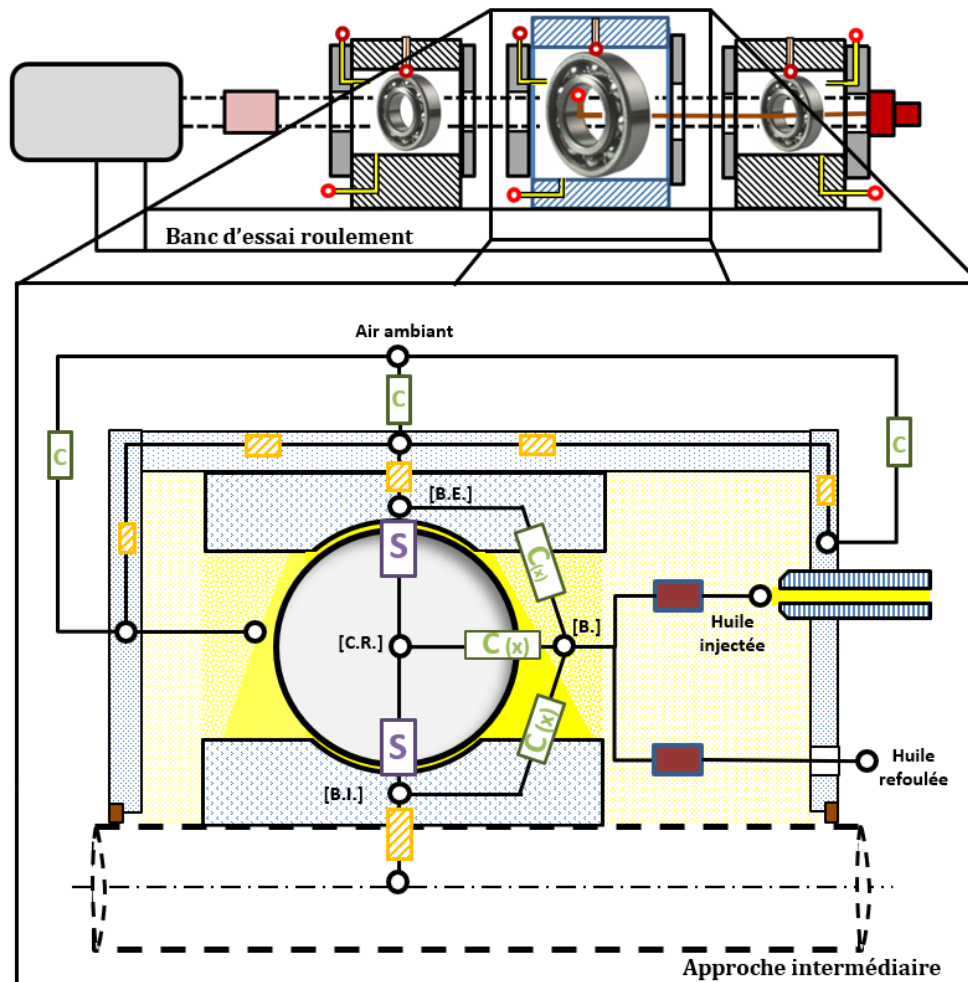


Figure 69: Réseau thermique du palier à roulement mesure

4.4.3.2 Paramètres injectés dans le réseau thermique

La Figure 70 représente le couple de perte calculé par le modèle Harris (Equation I.32 et I.34) combiné à un modèle de traînée (Equation I.19) pour différentes valeurs de fraction d'huile. Les couples calculés à partir des modèles sont comparés avec les valeurs expérimentales stabilisées. Ces premiers calculs sur les pertes par traînée soulignent que pour une vitesse de $11\,300\text{ tr/min}$, la fraction d'huile doit être égale à environ 40 % pour que les pertes par traînée expliquent à elles seules l'augmentation du couple de perte pour une fonction hautes vitesses

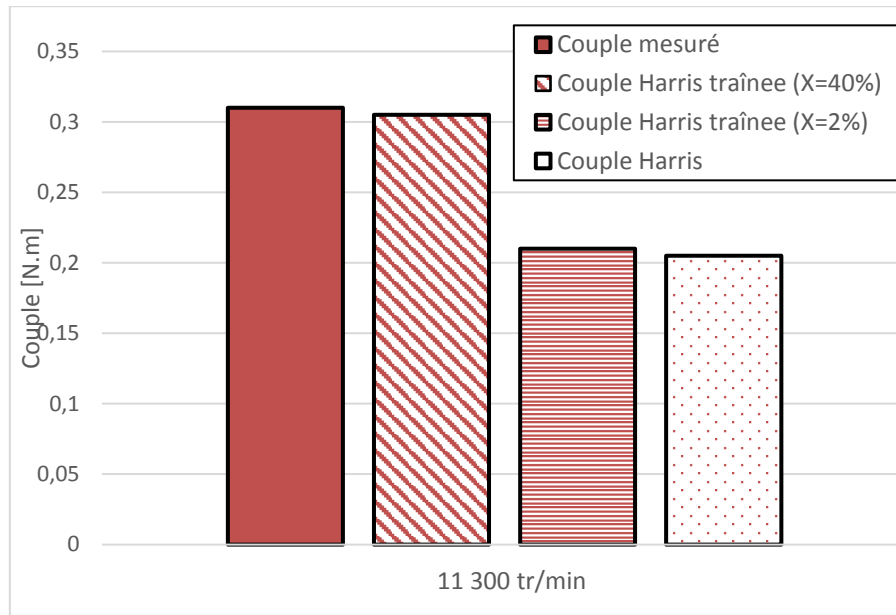


Figure 70: Influence de la fraction d'huile dans le calcul des pertes par traînée (Fr 400 N T injection 60°C débit 15 L/h)

La Figure 70 souligne que la fraction d'huile doit être élevée (environ 40%) pour que les pertes par traînée soient influentes à hautes vitesses. Pour une fraction d'huile égale à 2 %, les pertes par traînée sont très faibles (inférieures à 10 W).

A partir de ces calculs, la répartition des pertes ainsi que la fraction d'huile peut être définie en fonction des deux hypothèses.

Pour l'**hypothèse 1 (Contact)**, les pertes mesurées sont injectées au niveau du nœud corps roulants. ([C.R.] sur la Figure 69). La fraction d'huile doit être très faible (2 %) car pour cette hypothèse, les pertes par traînée doivent être négligeables. Aucune perte n'est injectée au niveau du nœud brouillard (noté [B.] sur la Figure 69).

Pour l'**hypothèse 2 (Trainée)**, les pertes par traînée sont injectées au niveau du nœud brouillard ([B.]) pour une fraction d'huile égale à 40%. Les pertes injectées sur le nœud corps roulants ([C.R.]) sont égales à la différence entre les pertes mesurées et les pertes injectées dans le nœud brouillard.

Différents calculs sont donc réalisés sur un réseau thermique en prenant en compte ces deux hypothèses. Le Tableau 24 présente la répartition des pertes et la fraction d'huile et les valeurs des résistances de convection en fonction des deux hypothèses pour la vitesse de rotation égale à 11 330 *tr/min*. Les températures calculées par le réseau thermique sont comparées avec des données expérimentales. Pour les valeurs expérimentales (couple et température) un essai a été réalisé à 11 300 *tr/min*, pour un débit de 15 L/h à une température d'injection de 60°C et un effort radial de 400N. Les valeurs stabilisées de couple et températures sont utilisées dans cette approche.

Tableau 24 : Répartition des puissances, fraction d'huile et résistance de convection dans le réseau thermique en fonction des hypothèses

	<i>n</i> = 11 300 <i>tr/min</i>	
	Hypothèse 1 (contact)	Hypothèse 2 (traînée)
Perte Eléments roulants	354 W	260 W
Perte Huile	0W	94 W
Fraction huile	2 %	40 %
Résistance Convection bague extérieure	0.4110 K/W	0.0486 K/W
Résistance Convection bague intérieure	0.5521 K/W	0.0617 K/W
Résistance Convection Billes	0.1684 K/W	0.0242 K/W

Le Tableau 24 souligne l'impact de la fraction d'huile sur les résistances de convection de type brouillard/solide. En effet les résistances de convection sont presque divisées par 10 lorsque la fraction d'huile passe de 2% à 40 %. Les échanges convectifs entre le brouillard et le solide sont donc plus importants pour une fraction d'huile élevée.

4.4.3.3 Résultats et discussion

La température de la bague extérieure du palier à roulement est calculée en fonction des deux hypothèses. Les valeurs de températures de la bague extérieure en fonction des hypothèses sont comparées à la valeur mesurée lors de l'essai. Les puissances et la fraction huile utilisée dans le réseau thermique pour les deux vitesses de rotation ont été présentées dans le Tableau 24.

La Figure 71 représente les températures de la bague extérieure calculées par le réseau thermique pour les deux hypothèses présentées précédemment. La température de la bague extérieure mesurée est comparée avec celles calculées grâce aux réseaux thermiques.

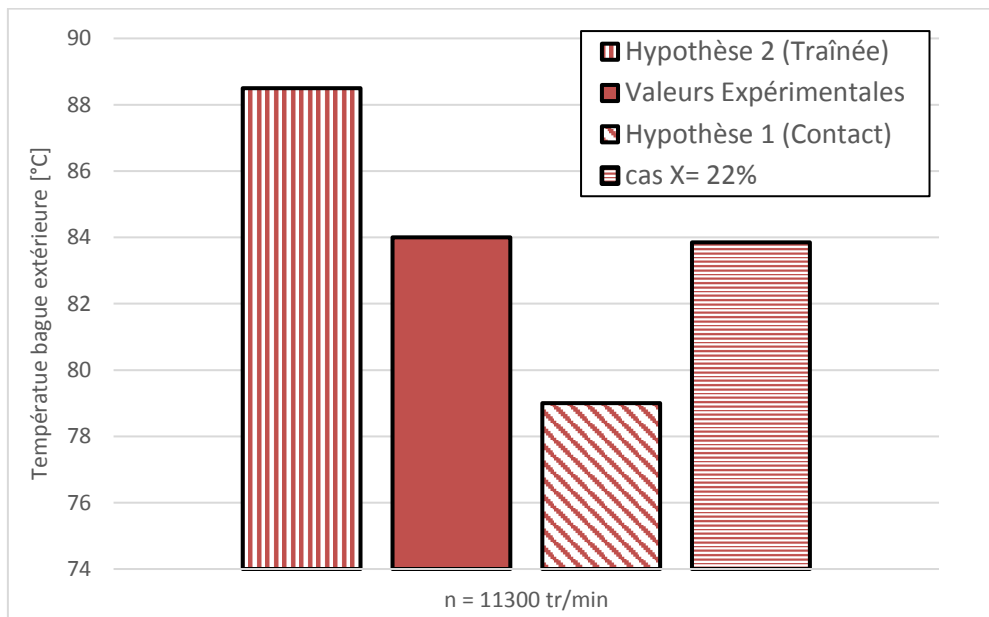


Figure 71: Comparaison température bague extérieure pour différentes hypothèses

La Figure 71 souligne que dans le cas où les pertes par traînée sont négligées et donc que la fraction d'huile est très faible (**hypothèse contact**), les températures calculées sont sous estimées. En effet, en réduisant la fraction d'huile dans le palier à roulement, les échanges thermiques entre la bague extérieure et le brouillard d'huile sont moins importants. La bague extérieure sera donc moins réchauffée par le brouillard d'huile (plus chaud).

Cependant dans le cas où les pertes par traînée sont prises en compte (**hypothèse traînée**), la fraction huile au sein du brouillard est plus élevée (environ 40 %). De plus, ces pertes par traînée sont injectées dans le brouillard. Les échanges bague extérieure/ brouillard seront donc plus importants avec une température de brouillard plus élevée comparée au cas hypothèse traînée. Et dans ce cas, la température de bague extérieure est surestimée.

La Figure 71 souligne donc qu'à hautes vitesses une partie des pertes est due aux efforts de traînée sur les éléments roulants. En effet, la fraction d'huile doit être supérieure à 2 % et des pertes par traînée doivent être injectées dans l'huile. Cependant la fraction d'huile ne peut pas être égale à 40 % comme annoncée dans l'hypothèse 2 (Traînée). Les pertes par traînée ne peuvent pas expliquer à elles seules la forte augmentation du couple de perte car la fraction d'huile au sein du palier à roulement doit être inférieure à 40 %.

Enfin, la Figure 71 illustre que la fraction d'huile devrait être égale à environ 22% pour que la température de bague extérieure calculée par le réseau thermique soit égale à celle mesurée. La Figure 72 présente la répartition des pertes au sein d'un palier à roulement pour une fraction d'huile égale à 22 %.



Figure 72: Première estimation de la répartition des pertes au sein du palier à roulement pour un fonctionnement hautes vitesses cas (X= 22%)

La Figure 72 souligne que pour un fonctionnement hautes vitesses la forte augmentation du couple est due à la fois à des efforts de traînée et des efforts de contact. Pour ce cas, les valeurs expérimentales mesurées sur le banc d'essai ont permis d'observer une forte augmentation du couple de perte pour un cas haute vitesse. L'utilisation d'un réseau thermique permet ensuite d'avoir une première estimation de l'origine de cette forte augmentation du couple de perte.

Enfin, cette approche souligne que pour une vitesse de rotation de 11 300 tr/min, pour un débit de 15 L/h, la fraction d'huile doit être égale à 22 %. Cette approche a cependant été développée pour un unique point de vitesse de rotation. Elle va maintenant être réalisée pour une vitesse de rotation égale à 9200 tr/min afin d'étudier la variation de la fraction d'huile en fonction de la vitesse de rotation.

4.4.4 Première estimation de la fraction d'huile au sein d'un palier à roulement

Le réseau thermique du bloc mesure (Figure 69) peut aussi être utilisé pour étudier la fraction d'huile au sein d'un roulement à billes gorge profonde. L'équation I.23 présentée dans le chapitre 1, permet d'estimer la fraction d'huile pour un roulement à billes à contact oblique lubrifié par la bague intérieure. Cependant, aucune étude sur la fraction d'huile pour un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par une buse n'a été réalisée.

La fraction d'huile impacte les pertes par traînée ainsi que les échanges convectifs entre le lubrifiant et les différents solides du palier à roulement. D'où l'idée de faire varier la fraction d'huile au sein du réseau thermique et de comparer les températures calculées avec celles mesurées. Pour cette première étude, la température de la bague extérieure calculée dans le réseau et celle mesurée sont comparées afin d'obtenir une première estimation de la fraction d'huile.

Cette étude est réalisée pour deux points de vitesses $n = 9\,200\text{ tr/min}$ et $n = 11\,300\text{ tr/min}$. Pour ces deux points de vitesses, les valeurs stabilisées de couple et températures ont été mesurées. Le débit d'huile est égal à 15 L/h pour une température d'injection de 60°C et un effort radial de 400 N. La valeur stabilisée de couple a été utilisée pour calculer la puissance totale dissipée dans le palier à roulement.

Les pertes par traînée calculées pour une certaine fraction d'huile sont injectées sur le nœud brouillard ([B.] Figure 69). Ces pertes sont calculées en utilisant l'équation (I.19). Les pertes injectées sur le nœud corps roulants([C.R.] Figure 69) sont égales à la différence entre les pertes mesurées et les pertes injectées dans le nœud brouillard.

Les premières estimations de la fraction d'huile sont présentées sur la Figure 73. La fraction d'huile estimée (**X- réseau thermique**) grâce au réseau thermique est comparée avec la fraction d'huile calculée à partir du modèle développé par F. Pouly [23] (**X -Pouly**). Cette dernière fraction d'huile est obtenue en utilisant l'équation I.23. Pour rappel, cette équation permet d'estimer la fraction d'huile pour un roulement à billes à contact oblique lubrifié par la bague intérieure.

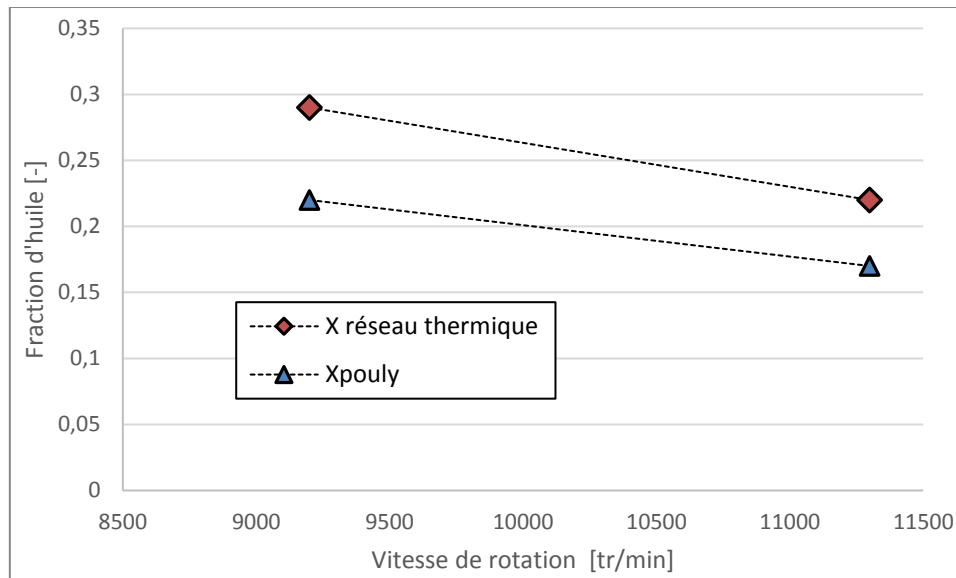


Figure 73: Première estimation de la fraction d'huile au sein d'un palier à roulement

La Figure 73 souligne que la fraction d'huile pour un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par une buse semble diminuer avec la vitesse de rotation pour la plage de vitesse [9 000 – 11 300] tr/min. De plus, cette fraction d'huile semble être supérieure à celle d'un roulement à contact oblique lubrifié par la bague intérieure.

Dans un premier temps, cette étude a été réalisée uniquement pour deux vitesses de rotation. Il semblerait intéressant de réaliser la même approche pour une large plage de vitesse de rotation ainsi que pour différentes conditions de lubrification (Débit d'huile, direction et vitesse du jet, température d'injection...). En effet, grâce au banc d'essai roulement développé et au réseau thermique du bloc mesure, une étude plus approfondie peut être réalisée afin d'étudier la fraction d'huile au sein d'un palier à roulement.

4.5 Conclusion

Ce chapitre présente les premiers résultats expérimentaux sur le banc d'essai roulement développé dans le chapitre 3. Pour ce premier test, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par injection est testé pour une application hautes vitesses. Les valeurs de couple mesurées sont comparées avec le couple calculé par le modèle Harris et SKF. Les résultats expérimentaux soulignent que le gradient de température entre les bagues intérieures et extérieures est compris entre 15°C et 20°C en fonction des applications.

Les variations du couple de perte avec la vitesse de rotation peuvent être divisées en deux zones. A basses vitesses, le couple de perte augmente légèrement avec la vitesse de rotation. En modifiant certains paramètres, les modèles globaux (Harris et SKF) peuvent être utilisés pour estimer les pertes thermiques. Ce chapitre souligne que pour ce cas d'application, le modèle Harris est plus adapté pour estimer la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement. Cependant à hautes vitesses, le couple de perte subit une forte augmentation avec la vitesse de rotation. Les modèles globaux utilisés précédemment ne permettent pas d'estimer le couple de perte dans cette zone. Des données expérimentales obtenues sur le banc d'essai roulement combinées au réseau thermique du bloc mesure développé au chapitre 2 ont permis d'expliquer cette augmentation. Celle-ci serait due à des efforts de traînée combinée à des efforts au niveau des contacts au sein du palier à roulement. Enfin, une nouvelle approche a été développée afin d'estimer la fraction d'huile au sein d'un roulement à billes à gorge profonde lubrifié via une buse positionnée sur le côté du palier à roulement.

Conclusion générale

Avec l'apparition des moteurs électriques dans le secteur automobile, les paliers à roulements fonctionnent à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. En effet, pour conserver des puissances identiques, ces moteurs électriques sont amenés à fonctionner à des vitesses de rotation supérieures à celles d'un moteur thermique. Un réducteur mécanique entre le moteur et les roues doit donc être développé. Ce réducteur doit se faire sans surcoût par rapport à d'autres réducteurs actuels. De plus, pour répondre aux problématiques automobiles, ce nouveau réducteur doit être compact tout en garantissant un niveau de performance élevé.

Les premières études sur ce type de réducteur [4] ont souligné que pour une application hautes vitesses, les pertes de puissance générées dans cette transmission étaient principalement dues aux paliers à roulements. En effet, pour ce type d'application, les pertes au niveau des paliers à roulements représentent les 3/4 des pertes totales. Pour ce type d'application hautes vitesses, les roulements à billes à gorge profonde et à contact oblique sont majoritairement utilisés. Un lubrifiant est injecté au sein du palier à roulement pour réduire le frottement entre les différents composants ainsi que pour les refroidir. Les pertes au niveau du palier à roulement sont fortement dépendantes de la lubrification utilisée. De plus, les propriétés du lubrifiant dépendent fortement de sa température. Le comportement thermique du palier à roulement a donc un impact sur ses pertes de puissance.

Le travail présenté dans ce rapport a pour objectif d'étudier ce comportement thermomécanique du palier à roulement principalement pour une application hautes vitesses. Un modèle numérique a été développé afin d'estimer les puissances dissipées et les températures d'un palier à roulement à billes pour une lubrification par injection. Ce modèle est basé sur un compromis entre la précision de ces résultats et le nombre de données nécessaires. Des valeurs expérimentales ont été nécessaires pour valider ce nouveau modèle. Dans un premier temps, elles ont été obtenues grâce à des résultats d'essais trouvés dans la littérature. Puis, dans un second temps, le développement d'un nouveau banc d'essai dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement a permis d'obtenir davantage de données expérimentales.

Le chapitre 1 présente un état de l'art du comportement thermomécanique d'un palier à roulement. Les différentes pertes au niveau des différents contacts du palier sont présentées ainsi que les modèles locaux utilisés pour les estimer. Ce chapitre présente deux modèles globaux (Harris, SKF) permettant d'estimer la puissance globale dissipée au sein d'un palier à roulement. Ces modèles requièrent très peu de paramètres d'entrée (géométrie extérieure et condition de fonctionnement). Ils sont très simples à utiliser cependant leurs résultats sont divergents pour une application hautes vitesses. Ce chapitre a aussi présenté deux approches pour étudier les échanges thermiques au sein d'un palier à roulement : i) une approche de type éléments finis qui permet d'obtenir une cartographie très précise de la température des différents solides du palier à roulement. Cependant, cette approche reste complexe à développer ; ii) une approche de type réseau thermique où le palier à roulement est discrétisé en plusieurs composants isothermes reliés par des résistances thermiques. Cependant, ces deux approches nécessitent de connaître la géométrie interne puis de calculer la cinématique du palier à roulement. Or ces données sont accessibles uniquement en travaillant avec des fabricants de palier à roulement. D'où l'idée de développer une nouvelle approche avec un nombre limité de paramètres d'entrée.

Le chapitre 2 propose donc une nouvelle approche pour étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement (paliers à roulements à billes et à contact oblique) pour une application hautes vitesses. Cette approche permet de calculer la puissance dissipée au sein d'un palier à roulement ainsi que la température des bagues et du lubrifiant. Elle requiert un minimum de paramètres d'entrée (géométrie extérieure et condition de fonctionnement du palier à roulement). La géométrie interne du palier à roulement (rayon de gorge, diamètre et nombre d'éléments roulants...) est estimée à partir de la géométrie externe du roulement. Elle peut être facilement adaptée à plusieurs dimensions de paliers à roulements. Elle utilise un réseau thermique simplifié de palier à roulement afin d'avoir une interconnexion entre les puissances dissipées et le comportement thermique de celui-ci. Le modèle de Harris ainsi qu'un modèle de perte par traînée sont utilisés pour calculer la puissance dissipée au sein du palier étudié. Cette approche a été validée pour des roulements à billes à contact oblique grâce à des valeurs expérimentales trouvées dans la littérature.

Le chapitre 3 présente le développement d'un banc d'essai modulaire dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement. Une nouvelle architecture de banc a été développée afin de tester un grand nombre de paliers à roulements dans différentes conditions de fonctionnement. Le changement de palier à roulement est facile et rapide afin de réduire les phases de non-utilisation du banc d'essai. Pour ce banc d'essai, un couplemètre est utilisé pour la mesure du couple résistant du palier à roulement testé. Un dispositif de télémessure permet de mesurer les températures sur les parties mobiles (bagues intérieures et arbre) du banc. Ce banc d'essai fournit des résultats fiables et répétables. Pour les premiers essais, les paliers à roulements ont fonctionné à des produits ($n \times d_m$) supérieurs au million. A noter que deux années de travail ont été nécessaires pour réaliser la conception et mise en fonctionnement de ce banc d'essai roulement.

Le chapitre 4 présente les premiers résultats expérimentaux sur le nouveau banc d'essai. Pour les premiers essais, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par injection est testé. L'impact de plusieurs paramètres (charge, vitesse de rotation, température d'injection, débit d'huile...) sur le couple de perte sont présentés. Les premiers résultats soulignent que la charge a un faible impact sur le couple de perte. Au contraire, la température d'injection et plus généralement la température du palier à roulement ont un très fort impact sur le couple de perte. En effet une augmentation de la température conduit à une baisse importante du couple résistant. De plus, il a été montré que la variation du couple de perte en fonction de la vitesse de rotation peut être divisée en deux zones. Pour la zone basses vitesses, le couple de perte augmente légèrement avec la vitesse de rotation. Les modèles globaux recalés (Harris ou SKF) peuvent être utilisés afin d'estimer le couple de perte dans cette zone. Dans la zone hautes vitesses le couple de perte subit une forte augmentation. Cette augmentation n'est pas prise en compte par les modèles globaux. L'utilisation d'un réseau thermique du bloc où est monté le palier testé combiné avec des données expérimentales ont permis d'expliquer en partie cette augmentation du couple pour un fonctionnement hautes vitesses. Celle-ci serait due aux efforts de traînée combinée à des efforts au niveau des contacts au sein du palier à roulement. A la fin de ce chapitre, une nouvelle approche est développée afin d'estimer la fraction d'huile au sein d'un palier à roulement. Celle-ci requiert aussi des outils numériques et expérimentaux.

A la suite de ce travail de recherche, plusieurs études peuvent être investiguées à partir des outils numériques (réseau thermique du bloc où est monté le palier testé) et expérimentaux développés (banc d'essai roulement et procédures).

A court terme, l'approche développée à la fin du chapitre 4 pour estimer la fraction d'huile pourrait être étendue pour une large plage de vitesse et pour différentes conditions de fonctionnement ou différents modes de lubrification (débit d'injection, orientation du jet, nombre de buses...).

A moyen terme, le banc d'essai roulement peut permettre de tester différents types de paliers à roulements (paliers à roulement à billes, à rouleaux cylindriques ou coniques...). Par ailleurs, au cours de ce travail, il a été principalement utilisé pour des applications hautes vitesses. Cependant, grâce à sa modularité, d'autres essais peuvent être réalisés pour des conditions de fonctionnement diverses. Par exemple, il pourrait être intéressant de tester des paliers à roulements lubrifiés en barbotage ou à la graisse. Une nouvelle architecture de bloc mesure pourrait aussi être réalisée pour tester des paliers à roulements soumis à un effort axial.

A plus long terme, d'autres investigations peuvent être menées sur l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement. Le comportement thermomécanique d'un palier à roulement sous-alimenté en lubrifiant pourrait être analysé grâce au couplage entre le réseau thermique développé et des essais expérimentaux. Aussi, le rendement du palier à roulement pourrait être étudié dans le but de réduire ses pertes de puissance au sein d'un réducteur hautes vitesses. Plusieurs pistes peuvent être envisagées comme : i) Optimiser le rapport distance entre les corps roulants et leurs diamètres afin de diminuer les efforts de traînée ; ii) Explorer le comportement de la cage pour une application hautes vitesses. Enfin, le banc d'essai roulement pourrait être modifié afin de tester des paliers à roulement pour des chargements importants (Effort radial supérieur à 20 kN).

Références Bibliographiques

- [1] L. Reti, "Leonardo on Bearings and Gears," *Sci. Am.*, vol. 224, no. 2, pp. 101–110, 1971.
- [2] P. Vaughan, "Iron ball bearings for carriage wheel-axles," Brevet, 1794.
- [3] SKF group, *SKF rolling bearing*. Göteborg, Sweden, SKF group 2013.
- [4] A. Neurouth, "Etude de la performance énergétique d'une transmission," Thèse Institut National des Sciences Appliquées, 2016.
- [5] T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, Wiley (2nd Edition), Fourth Edi. 2001.
- [6] D. Nelias, P. Sainsot, and L. Flamand, "Power loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads," *Tribol. Trans.*, vol. 37, no. 1, pp. 83–90.
- [7] P. K. Gupta, *Advanced Dynamics of rolling Elements*. New York, 1984.
- [8] H. Hertz, "Über die berührung fester elasticcher körper," *J. Reine und angew. Math.*, vol. 92, pp. 156–171, 1881.
- [9] O. Reynolds, "On the theory if lubrication and its application tomr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil," *Philosophical Trans.oyal Soc. London*, vol. 177, pp. 157–234, 1986.
- [10] D. Dowson and G. R. Higginson, "Elastohydrodynamic lubrication of point contacts, part IV: starvation results.," *Transations ASME, J. Lubr. Technol.*, vol. 99, pp. 15–23, 1977.
- [11] W. Tu, Y. Shao, and C. K. Mechefske, "An analytical model to investigate skidding in rolling element bearings during acceleration," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 8, pp. 2451–2458, 2012.
- [12] H. L. Heathcote, "The ball bearing," *Inst. Mech. Eng, Proc. Automob. Div*, vol. 15, p. 569, 1921.
- [13] B. A. Jones, "Ball motion and Sliding friction in ball bearings," *ASME J. Basic Eng.*, vol. 81, pp. 1–12, 1959.
- [14] A. Lubrecht, "Numerical solution of the EHL line and point contact problem using multigrid techniques," Thesis University of Twente, Ensche, The Netherlands, 1987.
- [15] A. Lubrecht, *An introduction to Elastohydrodynamic lubrication*. Support de cours Institut National des Sciences appliquées, 2004.
- [16] D. D. Hamrock B. J., "Elastohydrodynamic lubrication of point contacts, part IV: starvation results." *Transations of the ASME, Journal of lubrication technology*, p. vol 99, p 15-23, 1977.
- [17] T. A. Harris and R. M. Barnsby, "Tribological Performance Prediction of Aircraft Gas Turbine Mainshaft Ball Bearings" *Tribol. Trans.*, vol. 41, no. 1, pp. 60–68, 1998.
- [18] R. Stribeck, "Die wesentlichenEigenschaften der Gleit-und Rollenlager: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 100 PS.," *VDI Zeitschrift*, vol. Vol 182, p. pp 262-280, 1902.
- [19] D. Yasser, "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à

grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles,” Thèse Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2005.

- [20] B. Hamrock and J. W. Anderson, “Rolling element bearing,” *NASA Ref. Publ. 1105*, vol. 1983, p. 57.
- [21] K. Gupta, “Advanced dynamics of rolling elements,” *Springer-Verlag, New York*, p. 295, 1984.
- [22] Y. Marchesse, C. Changenet, F. Ville, and P. Velex, “Numerical Investigations on Drag Coefficient of Balls in Rolling Element bearings,” *Tribol. Trans.*, vol. 57, pp. 778–785, 2014.
- [23] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and B. Damiens, “Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Network,” *Tribol. Trans.*, p. p 957-968, 2010.
- [24] W. Wu, C. Hu, J. Hu, and S. Yuan, “Jet cooling for rolling bearings : Flow visualization and temperature distribution,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 105, pp. 217–224, 2016.
- [25] J. Liebrecht, X. Si, B. Sauer, and H. Schwarze, “Investigation of Drag and Churning Losses on Tapered Roller Bearings,” *J. Mech. Eng.*, vol. 61, no. 6, pp. 399–408, 2015.
- [26] J. L. Tevaarwerk and All, “The influence of fluid rheology on the performance of traction drives,” *Trans. ASME*, vol. Vol 101, p. p 266-274, 1979.
- [27] J. Ayel, “Lubrifiants - Constitution,” *Tech. l’ingénieur*, 1997.
- [28] J. Ayel, “Lubrifiants- Additifs à action chimique,” *Tech. l’ingénieur*, 2001.
- [29] A. Palmgren, “*Les roulements : description, théorie, applications*” 2e Edition SKF. 1967.
- [30] I. Pinel, H. R. Signer, S. Technical, and V. Zaretsky, “Design and Operating Characteristics of High-Speed , Bearings,” *NASA Tech. Pap.*
- [31] D. Flouros, M Gloeckner, P Hirschmann, M Martin, M Cottier, F Papailia, “Experimental and numerical Investigation of the outer ring cooling concept in a Hybrid and in all-steel ball bearing used in aero-engines by the introduction of a helical duct,” *Aerospace*, vol. 5, no. 1, 2018.
- [32] 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,” *NASA Tech. Pap.*, 2003.
- [33] L. Q. Wang, G. C. Chen, L. Gu, and D. Z. Zheng, “Operating temperature in high-speed ball bearing,” *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 221, pp. 353–359, 2006.
- [34] S. Ai, W. Wang, Y. Wang, and Z. Zhao, “Temperature rise of double-row tapered roller bearings analyzed with the thermal network method,” *Tribol. Int.*, vol. 87, pp. 11–22, 2015.
- [35] D. Zheng and W. Chen, “Thermal performances on angular contact ball bearing of high-speed spindle considering structural constraints under oil-air lubrication,” *Tribology Int.*, vol. 109, no. January, pp. 593–601, 2017.
- [36] H. H. Coe, “Comparison of predicted and measured temperatures of UH-60A Helicopter Transmission,” *NASA Tech. Pap. 2911*, 1989.
- [37] D. Zheng, W. Chen, and M. Li, “An optimized thermal network model to estimate thermal

- performances on a pair of angular contact ball bearings under oil-air lubrication," *ScienceDirect*, vol. 131, no. 25, pp. 328–339.
- [38] T. Sibilli, "Transient Thermal Modeling of Ball Bearing Using Finite Element Method," *ASME J. Eng. gas turbines power*, vol. 140, no. 3, pp. 1–8, 2018.
- [39] J. Jedrzejewski, W. Kwasny, and Z. Kowal, "Operational Behaviour of High spindle unite," *MM Sci. J.*, vol. High speed, pp. 40–44.
- [40] Z. Kowal, W. Kwa, and W. Modrzycki, "High-speed precise machine tools spindle units improving," *Sci. direct*, vol. 163, pp. 615–621, 2005.
- [41] A. Zahedi and M. R. Movahhedy, "Thermo-mechanical modeling of high speed spindles," *Sci. Iran.*, vol. 19, no. 2, pp. 282–293, 2012.
- [42] J. K. Choi and D. G. Lee, "Thermal characteristics of the spindle bearing system with a gear located on the bearing span," *Sci. Direct*, vol. 38, pp. 1017–1030, 1998.
- [43] C. Lin, J. F. Tu, and J. Kamman, "An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation," *Sci. Direct*, vol. 43, pp. 1035–1050, 2003.
- [44] K. Ramesh, S. H. Yeo, Z. W. Zhong, and A. Yui, "Ultra-high-speed thermal behavior of a rolling element upon using oil – air mist lubrication," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 127, pp. 191–198, 2002.
- [45] F. Pouly, F. Ville, C. Changenet, P. Velez, and B. Damiens, "Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings," *Pro. IMechE, Part J J. Eng. Tribol.*, pp. 925–933, 2009.
- [46] C. Fossier, "Investigations on efficiency of truck axles and their hypoid gear set: a thermo-mechanical model," Thèse Institut National des Sciences Appliquées Lyon University, 2018.
- [47] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Velez, "Power Loss Predictions in Geared Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox," *Trans. ASME*, vol. 128, pp. 618–625, 2006.
- [48] Carlos Prakash del Valle, "Thermal modelling of an FZG test gearbox," *Master Sci. Thesis MMK 201425MKN 115*, vol. KTH Indust, no. SE-100 44 STOCKHOLM, 2014.
- [49] G. Sun, A. Palazzolo, A. Provenza, C. Lawrence, and K. Carney, "Long duration blade loss simulations including thermal growths for dual-rotor gas turbine engine," *J. Sound Vib.*, vol. 316, pp. 147–163, 2008.
- [50] I. Andreason, S. Fernlund, "Bearing temperature calculated by computer," *J. ball Bear.*, vol. 160, 1970.
- [51] R. Staph and H. E. Burton, "Thermally activated seizure of angular contact bearings," *ASLE Trans.*, vol. 10, no. 1967, pp. 408–417.
- [52] C. Changenet, "Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages, Thèse Institut National des Sciences Appliquées," 2006.
- [53] J. P. HOLMAN, "Heat transfer." McGraw-Hill Book Company: New York, 1990.
- [54] E. Buckingham, "On physically similar systems. Illustrations of the use of dimensional equations," *Phys. Rev.*, vol. 4, no. 4, pp. 345–376, 1914.

- [55] H. Block, "les températures de surface dans des conditions de graissage sous extrême pression." Congrès mondial du pétrole, Paris, p. p 471-486, 1937.
- [56] H. Block, "the flash temperature concept." Journal of Wear, p. Vol 6, p 483-193, 1903.
- [57] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Thermal Resistance Models for Non-Circular Moving Heat Sources on a Half Space," *Trans. ASME*, vol. 123, 2001.
- [58] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, "Influence of Rolling Element Bearing Modeling on the Predicted Thermal Behavior of the FZG Test Rig," *Tribol. Trans.*, pp. 1–9, 2016.
- [59] J. P. HOLMAN, *Heat transfer, 6.3 Flow accros cylindersand spheres Mc Graw-Hill book company (2nd Edition), New York. 1990.*
- [60] J. Padet, *Convection thermique et massique -nombre de Nusselt: partie 1. Techniques de l'ingénieur*, 2005.
- [61] "Outils de calcul en ligne 'SKF bearing calculator' SKF group
[http://webtools3.skf.com/BearingCalc/.](http://webtools3.skf.com/BearingCalc/)"
- [62] T. Momono and B. Noda, "Sound and Vibration in Rolling Bearings," *Motion Control*, no. 6, pp. 29–37, 1999.
- [63] "Norme ISO 76 Rolling bearings - Static load ratings," 2000.
- [64] C. Noiray, "Amélioration de la modélisation thermique d'un banc FZG, mémoire master de recherche Institut National des Sciences Appliquées," 2015.
- [65] D. E. Brewe and B. J. Hamrock, "Simplified solution for point contact deformation between two elastic solid," *NASA Tech. Pap.*, 1976.
- [66] Y. Diab, F. Ville, C. Changenet, and P. Velex, "Windage Losses in High Speed Gears: Preliminary Experimental and Theoretical Results," *ASME J. Mech. Des.*, vol. 126, pp. 903–908, 2004.
- [67] B. L. Vlcek and E. V Zaretsky, "Rolling-Element Fatigue Testing and Data Analysis — A Tutorial," *NASA Tech. Pap.*, no. March 2011, 2018.
- [68] Y. Wang, D. Liu, G. Xu, and K. Jiang, "An image dimensionality reduction method for rolling bearing fault diagnosis based on singular value decomposition," *I MechE J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 0, no. 0, pp. 1–16, 2015.
- [69] P. Goldman, K. P. Dayton, and B. G. Van Slyke, "Rolling Element Bearing Defect Detection and Diagnostics Using Displacement Transducers," *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. July 2002, 2014.
- [70] J. Takabi and M. M. Khonsari, "Experimental testing and thermal analysis of ball bearings," *Tribol. Int.*, vol. 60, pp. 93–103, 2013.
- [71] J. Takabi and M. M. Khonsari, "On the thermally-induced failure of rolling element bearings," *Tribol. Int.*, vol. 94, pp. 661–674, 2016.
- [72] B. Wang, C. Gao, Z. Wu, and H. Liu, "Prediction of the friction torque in grease lubricated angular contact ball bearings using grey system theory," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 30, no. 5, pp. 2195–2201, 2016.
- [73] P. Viorel, D. Ioan, and S. Cristel, "Friction Torque Measurement in Partial Hybrid S-C

- Angular Contact Ball Bearings," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 658, pp. 339–344, 2014.
- [74] T. Cousseau, B. Graça, A. Campos, and J. Seabra, "Experimental measuring procedure for the friction torque in rolling bearings," *Lubr. Sci.*, vol. 22, no. 4, pp. 133–147.
- [75] C. Fernandes, R. Martins, and J. Seabra, "Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils," *Tribology Int.*, vol. 58, pp. 47–54, 2013.
- [76] C. Fernandes, P. Amaro, R. Martin, and J. Seabra, "Torque loss in cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils at constant temperature," *Tribology Int.*, vol. 67, no. 0, pp. 72–80, 2013.
- [77] C. Brecher, M. Fey, and A. Hassis, "High- Speed Rolling Bearing Test Rigs with Contactless Signal Transmission for Measuring the Inner Ring Temperature," in *European Telemetry and Test Conference 2014*, pp. 116–121.
- [78] T. Kiekbusch, "Experimental and Simulative Studies of Friction Torque in Roller Bearings with Minimum Amount of Lubrication," *J. Lubr. Technol.*, vol. 92, no. 1, 1970.
- [79] F. T. Schuller, S. I. Pinel, and H. R. Signer, "Operating characteristics of a high speed, jet lubricated 35 millimeter bore ball bearing with a single outer land guided cage," *NASA Tech. Pap.*, no. April, 1980.
- [80] I. Pinel, R. Signer, and V. Zaretsky, "Design and Operating Characteristics of Ball Bearings," *NASA Tech. Pap.*, 1998.
- [81] E. V Zaretsky and E. N. Bamberger, "Note operating characteristics of 120-millimeter-bore ball bearings at 3x10 6 DN," *Nasa Tech. note*, no. November 1974.
- [82] E. Zaretsky, E. Bamberger, and H. Signer, "Characteristique of 120-millimeter-Bore ball bearings at 3x10 6 DN," *NASA Tech. note*, no. November 1974.
- [83] W. M. Hannon, T. A. Barr, and S. T. Froelich, "Rolling-Element Bearing Heat Transfer — Part III : Experimental Validation," *J. Tribol. ASME*, vol. 137, pp. 1–13, 2015.
- [84] W. M. Hannon, "Rolling-Element Bearing Heat Transfer — Part I : Analytic Model," *J. Tribol. ASME*, vol. 137, pp. 1–11, 2015.
- [85] W. M. Hannon, "Rolling-Element Bearing Heat Transfer — Part II : Housing , Shaft , and Bearing Raceway Partial Differential Equation Solutions," *J. Tribol. ASME*, vol. 137, pp. 1–11, 2015.
- [86] T. Rube, C. Rossbach, M. Franz, and H. Wedeking, "Performance measurements of a full stage centrifugal process gas compressor test rig," in *11th European conference on turbomachinery fluid dynamics and thermodynamics*, 2015, pp. 1–12.
- [87] Y. Xu, L. Di, J. Zhou, C. Jin, and Q. Guo, "Active magnetic bearings used as exciters for rolling element bearing outer race defect diagnosis Inner race," *ISA Trans.*, vol. 61, pp. 221–228, 2016.
- [88] D. Niel, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, "A new test rig to study rolling element bearing thermomechanical behavior," *Proceeding Int. Gear Conf. 2018*, 2018.
- [89] "Norme ISO TR 14179-1 Engrenages - Capacité thermique," 2001.
- [90] K. Yan *et al.*, "Investigation on Heat Dissipation Characteristic of Ball Bearing Cage and Inside Cavity at Ultra High Rotation Speed," *Tribology Int.*, vol. 93, no. part A, pp. 470–481.

- [91] J. Dominy, "The nature of slip in high speed axially loaded ball bearings," *J MechE*, vol. 200, no. 5, 1986.
- [92] F. Pouly, "Modélisation thermomécanique d'un roulement à billes grande vitesse" Thèse Institut National des Sciences Appliquées," 2010.

Annexes

Annexe A : Calcul de la surface de Hertz

L'objectif de ce paragraphe est de connaître l'effort normal Q appliqué sur chaque bille. Cet effort dépend de la géométrie intérieure du roulement et de l'effort radial appliqué repris par le palier à roulement.

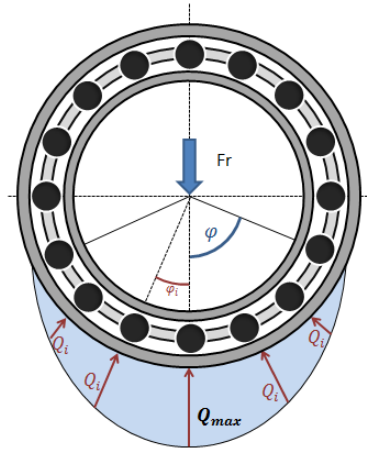


Figure 74: Répartition des efforts dans un roulement

Sur le Figure 74, la zone bleue correspond à la zone où les éléments roulants sont chargés. Pour un roulement à billes, cette surface dépend de l'angle φ défini dans l'équation suivante :

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2 \cdot \delta_r} \right) \quad (\text{A.1})$$

Avec :

P_d	Jeu diamétrale (donnée catalogue)	[mm]
δ_r	Déformation de contact (Annexe 1)	[m]

Pour le calcul de l'effort maximal, une méthode consiste à utiliser la formule de Stribeck (Equation A.2). En supposant que le jeu diamétral est nul et dans le cas d'un effort radial uniquement. Pour des cas plus complexes, Harris a développé des méthodes itératives [5] pour trouver l'effort maximal en fonction du jeu diamétral (P_d) et de la déformation de contact (δ_r).

$$Q_{max} = \frac{4.31 \times F_r}{Z \times \cos \alpha_c} \quad (\text{A.2})$$

Avec

F_r	Effort radial appliqué au roulement	[N]
α_c	Angle de contact	[rad]
Z	Nombre d'éléments roulants	[-]

L'effort normal sur chaque bille chargée est défini dans l'équation (A.3). Cet effort est calculé pour chaque bille placée dans la zone de charge.

$$Q_i = Q_{max} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon}\right) \cdot (1 - \cos \varphi_i)^{1,5} \quad (A.3)$$

A partir de l'effort normal su chaque bille, les dimensions de l'ellipse d'Hertz sont données à l'aide des équations suivantes :

$$a = b^* \times \left(\frac{Q}{\sum \rho} \cdot \left(\left(\frac{1 - \xi_{bague}^2}{E_{bague}} \right) + \left(\frac{1 - \xi_{bille}^2}{E_{bille}} \right) \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.4)$$

$$b = a^* \times \left(\frac{Q}{\sum \rho} \cdot \left(\left(\frac{1 - \xi_{bague}^2}{E_{bague}} \right) + \left(\frac{1 - \xi_{bille}^2}{E_{bille}} \right) \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.5)$$

Avec

$\sum \rho$	Somme des rayons de courbures	$[m^{-1}]$
Q	Charge normale appliquée sur la bille	[N]
ξ	Coefficient de poisson	[-]
E	Module de Young	$[N \cdot m^{-2}]$
a^*, b^*	Coefficients adimensionnels	[-]

Pour des contacts acier/acier les longueurs a et b peuvent être calculées par les équations suivantes

$$a = b^* \times 0.0236 \times \left(\frac{Q}{\sum \rho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.6)$$

$$b = a^* \times 0.0236 \times \left(\frac{Q}{\sum \rho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.7)$$

Avec :

$\sum \rho$	Somme des rayons de courbures	$[m^{-1}]$
Q	Charge normale appliquée sur la bille	[N]
ξ	Coefficient de poisson	[-]
E	Module de Young	$[N \cdot m^{-2}]$
a^*, b^*	Coefficients adimensionnels	[-]

Le calcul de la somme des rayons de courbures est donné par l'équation suivante :

Pour la bague intérieure :

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \quad (\text{A.8})$$

Pour la bague extérieure :

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) \quad (\text{A.8})$$

Avec :

D	Diamètre de la bille	[m]
f	Taux d'osculation	[-]
γ	$\frac{D \cdot \cos(\alpha)}{d_m}$	[-]

Les coefficients a^* et b^* sont obtenus par interpolation à partir du paramètre $F(\rho)$. Ces valeurs dépendent de la propriété géométrique du roulement et sont estimés à l'aide de la Table 1.

$F(\rho)$	b^*	a^*	δ^*
0	1	1	1
0.1075	1.0760	0.9318	0.9974
0.3204	1.2623	0.8114	0.9761
0.4795	1.4556	0.7278	0.9429
0.5916	1.6440	0.6687	0.9077
0.6716	1.8258	0.6245	0.8733
0.7332	2.011	0.5881	0.8394
0.7948	2.265	0.5480	0.7961
0.83495	2.494	0.5186	0.7602
0.87366	2.800	0.4863	0.7169
0.90999	3.233	0.4499	0.6636
0.93657	3.738	0.4166	0.6112
0.95738	4.395	0.3830	0.5551
0.97290	5.267	0.3490	0.4960
0.983797	6.448	0.3150	0.4352
0.990902	8.062	0.2814	0.3745
0.995112	10.222	0.2497	0.3176
0.997300	12.789	0.2232	0.2705
0.9981847	14.839	0.2072	0.2427
0.9989156	17.974	0.18822	0.2106
0.9994785	23.55	0.16442	0.17167
0.9998527	37.38	0.13050	0.11995
1	∞	0	0

Table 1: Estimation des paramètres a^* et b^*

$F(\rho)_i$ et $F(\rho)_e$ correspondent à la différence de rayons de courbures des bagues intérieure et extérieure. Ils sont définis dans les équations suivantes.

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2 \cdot \gamma}{1-\gamma}} \quad (\text{A.9})$$

$$F(\rho)_e = \frac{\frac{1}{f_e} - \frac{2 \cdot \gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2 \cdot \gamma}{1+\gamma}} \quad (\text{A.10})$$

Avec

$$\gamma \quad \frac{D_{bille} \cdot \cos \alpha}{d_m} \quad [-]$$

$$f_i \quad \text{Conformité de chemin du roulement bague intérieure} \quad \frac{r_i}{D_{bille}} \quad [-]$$

$$f_e \quad \text{Conformité de chemin du roulement bague extérieure} \quad = \frac{r_e}{D_{bille}} \quad [-]$$

Annexe B : La résolution numérique du réseau thermique

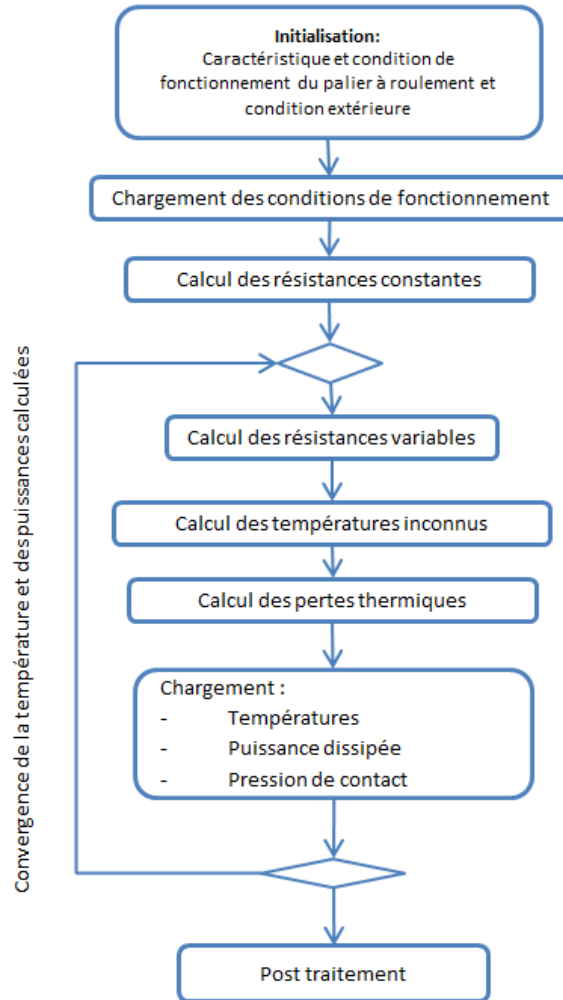


Figure 75: Résolution numérique du réseau thermique



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : NIEL	DATE de SOUTENANCE : 01/02/2019
Prénoms : Dimitri Renaud Nathan Christophe	
TITRE : Etude du comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses	
NATURE : Doctorat	Numéro d'ordre : 2019LYSEI007
Ecole doctorale : MEGA	
Spécialité : Mécanique	
RESUME :	
<p>Avec l'apparition de moteur électrique dans le secteur automobile, les réducteurs mécaniques fonctionnent à des vitesses de rotation de plus en plus élevées. Pour ce type de réducteur, les pertes de puissance au niveau des paliers à roulements peuvent être prédominantes pour des vitesses de rotation élevées. Ces pertes sont fortement dépendantes du comportement thermique du palier à roulement. D'où l'intérêt de développer des outils numériques permettant d'estimer les puissances générées au sein d'un palier à roulement. Cette estimation permettra en phase de pré-étude de développer un dispositif de refroidissement adapté afin d'éviter tout risque de dégradation du palier à roulement.</p> <p>Cette thèse présente une nouvelle approche permettant d'étudier le comportement thermomécanique de palier à roulement. Cette approche intermédiaire requiert un minimum de paramètres d'entrée (géométrie externe du palier à roulement et condition de fonctionnement). Elle utilise la méthode dite « des réseaux thermiques » pour obtenir une interconnexion entre les pertes de puissance et le comportement thermique du palier à roulement. Enfin cette approche permet de calculer la puissance dissipée au sein d'un roulement et les températures des bagues et du lubrifiant principalement pour une application hautes vitesses. Cette approche est développée pour des roulements à billes à gorge profonde et contact oblique.</p> <p>Des valeurs expérimentales sont nécessaires pour valider cette nouvelle approche. C'est pourquoi, un nouveau banc d'essai modulaire dédié à l'étude du comportement thermomécanique de palier à roulement a été développé. Sur ce nouveau moyen d'essai, une grande variété de paliers à roulements peut être testée pour différentes conditions de fonctionnement. Pour les premiers essais, un roulement à billes à gorge profonde lubrifié par injection est testé pour un fonctionnement hautes vitesses (produit $(n \times D_m)$ supérieur au million).</p>	
MOTS-CLÉS :	
Paliers à roulements ; Comportement thermomécanique ; banc d'essai ; hautes vitesses	
Laboratoire (s) de recherche :	
Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) UMR CNRS-INSA n° 5259	
Directeur de thèse :	
Fabrice Ville, Christophe Changenet	
Président de jury :	
François ROBBE VALLOIR	
Composition du jury :	
Souad HARMAND, François ROBBE VALLOIRE, Jorge SEABRA, Fabrice VILLE, Christophe CHANGENET, Michel OCTRUE	