

THESE

Présentée devant

L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (MEGA)
SPECIALITE : MECANIQUE

Par

François POULY

Ingénieur INSA Lyon

MODELISATION THERMO MECANIQUE D'UN ROULEMENT A BILLES GRANDE VITESSE

Soutenue le 6 décembre 2010 devant la commission d'examen :

Jury :	M. C. Changenet	Docteur	Directeur de thèse
	M. B. Damiens	Docteur	
	M. D. Dureisseix	Professeur	Président
	M. M. Fillon	Professeur	Rapporteur
	M. F. Sadeghi	Professeur	Rapporteur
	M. P. Valex	Professeur	Directeur de thèse
	M. F. Ville	Docteur HDR	Directeur de thèse

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides de l'INSA de LYON, en collaboration avec l'Ecole Catholique des Arts et Métiers de LYON et la société Turbomeca du Groupe SAFRAN.

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quadriennal 2007-2010

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<p>CHIMIE DE LYON http://sakura.cpe.fr/ED206</p> <p>M. Jean Marc LANCELIN</p> <p>Insa : R. GOURDON</p>	<p>M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr</p>
E.E.A.	<p>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://www.insa-lyon.fr/eea</p> <p>M. Alain NICOLAS Insa : C. PLOSSU ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 – Fax : 64.54</p>	<p>M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN</p>
E2M2	<p>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2</p> <p>M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : H. CHARLES</p>	<p>M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr</p>
EDISS	<p>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTE</p> <p>Sec : Safia Boudjema M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE</p>	<p>M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr</p>
INFOMATHS	<p>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE</p>	<p>M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44 82 94 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@bat710.univ-lyon1.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr</p>
Matériaux	<p>MATERIAUX DE LYON</p> <p>M. Jean Marc PELLETIER</p> <p>Secrétariat : C. BERNAVON 83.85</p>	<p>M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr</p>
MEGA	<p>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</p> <p>M. Jean Louis GUYADER</p> <p>Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12</p>	<p>M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 mega@lva.insa-lyon.fr</p>
ScSo	<p>ScSo*</p> <p>M. OBADIA Lionel</p> <p>Insa : J.Y. TOUSSAINT</p>	<p>M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.88 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr</p>

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

AVANT-PROPOS

Ces travaux de thèse sont l'aboutissement d'une collaboration fructueuse entre le laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS) de l'INSA de Lyon, le laboratoire d'Energétique et de Mécanique de l'Ecole Catholique d'Arts et Métiers (ECAM) de Lyon et la société Turbomeca du groupe SAFRAN.

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 THESE : *Christophe CHANGENET, Philippe VELEX, Fabrice VILLE*
ENCADREMENT TURBOMECA : *Bruno DAMIENS*
SOUTIEN ETUDES AERODYNAMIQUES ECAM : *Yann MARCHESSE*
PRESIDENT DU JURY : *David DUREISSEIX*
RAPPORTEURS : *Michel FILLON, Farshid SADEGHI*

INSA LYON

DIRECTEUR : Alain STORCK
DIRECTEUR ADJOINT DE LA RECHERCHE : *Daniel BARBIER*
DIRECTEUR DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE ET DEVELOPPEMENT (GMD) : Luc GAUDILLER
RESPONSABLE GMD PLATEFORME MECANIQUE DES CONTACTS : Fabrice VILLE

LAMCoS

DIRECTEUR : *David DUREISSEIX (successeur d'Alain COMBESCURE)*
CHEF DU GROUPE SYSTEMES MECANIKES ET CONTACTS : *Philippe VELEX*

ECOLE DOCTORALE MEGA

DIRECTEUR : *Jean Louis GUYADER*

ECAM LYON

DIRECTEUR GENERAL : Didier DESPLANCHE (*successeur de Bernard PINATEL*)
RESPONSABLE DE LA RECHERCHE : Christophe CHANGENET
CHEF DU LABORATOIRE D'ENERGETIQUE ET DE MECANIQUE : Vincent RICOL

TURBOMECA

DIRECTEUR TECHNIQUE : *Jacques BROCHET*
CHEF DU DEPARTEMENT MODULE : Alain PERBOS
CHEF DU SERVICE TRANSMISSIONS MECANIKES : *Armand BUENO*
CHEF DU GROUPE ANALYSE MECANIQUE : *Philippe AUGROS*

AUDITEUR TECHNIQUE : *Christophe COLETTE*

SERVICES ADMINISTRATIFS

ANRT : Lucie LARANJEIRA, Fabienne ROUSSIE
Direction de la Recherche (INSA) : Michelle SEIGNOL
Ecole Doctorale (MEGA) : Mériem LABOUNE, Marianne NAVAILLES
GMD : Chantal GUILLOT, Jeanne SABOT
LaMCoS : Anne-Marie COLIN
Service de la Scolarité (INSA) : Sandrine PUZIN
Turbomeca : Laurie BATAILLIE, Valérie BERTONI, Anne Lise DRELON, Jacqueline DUFAU,
Anne FRICHET, Gisèle GUILLEMINOT, Chantal MELLINGER, Pascale SEYRES

SERVICES DOCUMENTAIRES

ECAM : Maude GUILLOT
INSA : Fatima NADJI, Guillemette TROGNOT

SOUTIEN INFORMATIQUE

ECAM : Christophe MATHIEU
LaMCoS : Christelle & Jean Michel DUMONT, Anne GUIRAUD, Alain THIVILLIER
Turbomeca : Alain AGRAS, Jean-Claude MOUSSION

SOUTIEN TECHNIQUE

ECAM : Louis BARTOLOME
LaMCoS : Pierre AEBY, Christian BARBEZANGE[†], Vincent BAUDIN, Jean Michel BOBIS,
, Claude COURTOIS, Jérôme CAVORET, Claude GODEAU, Lionel LAFARGE, Gorges ROCHE
Turbomeca : Franck AGUERRE, Christophe BERANGER, Mickaël, BOISSET, Jean Yves CAZAUX

ENCADREMENTS DE PROJETS ETUDIANTS

GMD : Jérôme BRUYERE, Fabrice VILLE
ECAM : Christophe CHANGENET, Yann MARCHESSE

ETUDIANTS AYANT PARTICIPE AUX TRAVAUX

GMD : Sébastien ANDRE, Tobias BURGERT, Amandine HAVIEZ, Nicolas GANDON, Nicolas GIBLAS,
Aurélie GREGOIRE, Alexis LANGLADE, Nicolas MAURIN, Vincent STRUBEL, Deniz UNLU
ECAM : Jean Baptiste COUDERT, Benoît DEVIC, Jérôme DURAND DE GEVIGNEY, Romain MARINOT

RESUME

MODELISATION THERMOMECHANIQUE D'UN ROULEMENT A BILLES GRANDE VITESSE

La chaleur dégagée dans un palier à roulement fonctionnant à grande vitesse nécessite un refroidissement externe afin d'éviter la dégradation du lubrifiant et du mécanisme. La technologie actuelle consiste à injecter dans celui-ci un jet d'huile qui permet à la fois la lubrification des surfaces en contact mais également l'évacuation de la chaleur. La compréhension des mécanismes de lubrification nécessite donc de mener des investigations conjointes sur les pertes de puissance au sein du roulement et sur les échauffements correspondants.

La perte de puissance associée à la traînée aérodynamique exercée par le brouillard d'huile sur les éléments roulants est extrêmement délicate à estimer du fait de la complexité des écoulements. Il existe un degré de liberté sur la manière d'aborder cette perte, qui historiquement a toujours été ajustée de manière à égaliser la perte de puissance globale calculées et mesurées. Ce phénomène a permis de masquer l'absence de consensus concernant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique au contact bille/bague.

Une méthode originale permettant de discriminer les différentes sources de chaleur est proposée, combinant les approches mécanique, thermique et aérodynamique. Il est ainsi démontré que les forces de roulement hydrodynamique et de traînée aérodynamique ne peuvent pas être négligées dans un palier à roulement grande vitesse.

L'outil numérique développé s'avère performant et rapide pour modéliser le comportement thermomécanique d'un roulement en régime stationnaire et transitoire. Des investigations sur un scénario d'interruption de la lubrification sont ainsi également proposées. Ces aspects représentent une avancée technique dans la compréhension du rôle de l'huile tant comme lubrifiant que comme fluide caloporteur.

Mots clés : Palier à roulement, pertes de puissance, transferts thermiques, lubrification

ABSTRACT

PREDICTION OF THE THERMO MECHANICAL BEHAVIOUR OF HIGH SPEED ROLLING ELEMENT BEARINGS

Heat generation in high speed rolling element bearings needs external cooling in order to avoid the deterioration of the lubricant and the seizure of the mechanism. Current technology is to inject oil which lubricates contacting surfaces but also evacuates the generated heat. Then the understanding of lubrication mechanism deals with both power losses and thermal analyses.

The power loss due to aerodynamic drag force acting on the rolling elements remains difficult to estimate due to the complex oil mist flow into the bearing. Historically it has been adjusted so that computed global power losses fit with experimental ones. It explains why nowadays there is still a discrepancy about taking into account or not hydrodynamic rolling traction forces at ball/race contacts.

An original method is presented to discriminate the different heat sources by considering simultaneously mechanical, thermal and aerodynamical approaches. It is demonstrated that both aerodynamic drag forces and ball/race hydrodynamic rolling traction force cannot be neglected for high speed applications.

The developed numerical tool appears to be fast and powerful to predict the steady state and unsteady state thermo mechanical behaviour of a rolling element bearing. Numerical investigations on oil shut-off are also presented. This work aims to provide a better comprehension of one of the most important aspects of tribology: the thermal effects in high speed rolling element bearings.

Key words: Rolling element bearings, power losses, heat transfer, lubrication.

NOMENCLATURE

A	Surface/Distance entre les centres de courbures des gorges des bagues intérieure et extérieure	[m ²]/ [m]
a	Demi axe d'ellipse dans le sens perpendiculaire au roulement (contact bille/bague)	[m]
b	Demi axe d'ellipse dans le sens du roulement (contact bille/bague)	[m]
c	Vitesse du son	[m.s ⁻¹]
C _D	Coefficient de traînée d'une bille	[-]
C _f	Coefficient de frottement	[-]
C _p	Chaleur spécifique	[J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]
<u>C_p_i</u>	Chaleur spécifique adimensionné du nœud i = $\frac{C_{p_i}}{C_{p_{acier}}}$	[-]
d	Variable représentative d'un diamètre	[m]
D	Diamètre de bille (caractéristique du roulement)	[m]
d _m	Diamètre primitif du roulement (caractéristique du roulement)	[m]
E	Module d'Young	[Pa]
E'	Module d'Young équivalent = $\frac{1}{2} \left[\left(\frac{E_1}{1-\nu_1^2} \right)^{-1} + \left(\frac{E_2}{1-\nu_2^2} \right)^{-1} \right]^{-1}$	[Pa]
e	Variable représentative d'une épaisseur	[m]
f	Conformité du chemin de roulement = $\frac{r}{D}$ (r : rayon de gorge d'une bague dans le plan passant par l'axe de rotation du roulement, D : diamètre de bille)	[-]
F	Facteur de forme (rayonnement)	[-]
F _a	Force axiale exercée sur le roulement	[N]
F _r	Force radiale exercée sur le roulement	[N]
G*	Paramètre adimensionné de matériau = $\alpha E'$ (analyse EHD)	[-]
G	Module d'élasticité du lubrifiant (analyse EHD)	[Pa]
h	Coefficient d'échange convectif/Epaisseur de film d'huile (contact bille/bague)	[W.m ⁻² .°C ⁻¹]/[m]

	Epaisseur de film centrale adimensionné en régime suralimenté	
$H_{c,F}$	$= \frac{h_{c,F}}{R_x}$ (contact bille/bague)	[-]
	Epaisseur de film centrale adimensionné en régime sous alimenté	
$H_{c,S}$	$= \frac{h_{c,S}}{R_x}$ (contact bille/bague)	[-]
k	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .°C ⁻¹]
L	Variable représentative d'une longueur	[m]
m	Variable représentative d'une masse/Taille du ménisque d'entrée (contact bille/bague)	[kg]/[m]
m_i	Masse du nœud i (réseau thermique)	[-]
\underline{m}_i	Masse adimensionné du nœud i $= \frac{m_i}{m_r}$ (réseau thermique)	[-]
[M]	Matrice d'inertie thermique (réseau thermique)	[kg]
[<u>M</u>]	Matrice d'inertie thermique adimensionnée (réseau thermique)	[-]
m_2	Moyenne quadratique des pentes du profil (caractéristique de la rugosité d'une surface)	[rad ²]
m_r	Masse du roulement	[kg]
m^*	Taille critique du ménisque d'entrée (contact bille/bague)	[m]
\dot{m}	Débit massique	[kg.s ⁻¹]
Ma	Nombre de Mach $= \frac{V}{c}$	[-]
M	Moment	[N.m]
N	Charge normale au contact bille/bague	[N]
Ndm	Critère de sévérité de fonctionnement d'un roulement $= \omega_m d_m$	[trs.min-1.m]
n	Nombre de nœuds total du réseau thermique	[-]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Ng'	Nombre de gouttes de lubrifiant injectées par minutes	[s-1]
P	Variable représentative d'une puissance	[W]
P_d	Jeu diamétral (caractéristique du roulement)	[m]
Pe	Nombre de Peclet $= \frac{VL}{\alpha}$	[-]

Pr	Nombre de Prandtl = $\frac{\nu}{\alpha}$	[-]
q	Flux de chaleur surfacique	[W.m ⁻²]
Q	Flux de chaleur	[W]
Q _{ij}	Flux de chaleur du nœud i au nœud j (réseau thermique)	[W]
Q _v	Flux de chaleur volumique	[W]
{Q}	Vecteur des flux de chaleur (réseau thermique)	[W]
{Q}	Vecteur des flux de chaleur adimensionnés = $\frac{Q_i}{(T_B - T_A) \cdot S_{eq}}$ (réseau thermique)	[-]
R	Variable représentative d'un rayon	[m]
r	Variable représentative d'un rayon	[m]
R _x	Rayon de courbure équivalent au contact bille/bague dans le sens du roulement	[m]
R _y	Rayon de courbure équivalent au contact bille/bague dans le sens perpendiculaire au roulement	[m]
R _{eq}	Rayon de courbure équivalent au contact bille/bague	[m]
R _{th}	Résistance thermique	[°C.W ⁻¹]
R _{th,i-j}	Résistance thermique entre les nœuds i et j	[°C.W ⁻¹]
Re	Nombre de Reynolds = $\frac{VL}{\nu}$	[-]
S	Conductance (réseau thermique)/Coefficient de stick slip (analyse du frottement au contact bille/bague)	[-]
<u>S</u>	Conductance adimensionnée = $\frac{S}{S_{eq}}$ (réseau thermique)	[-]
[S]	Conductance adimensionnée (réseau thermique)	[-]
T _i	Température du nœud i	[°C]
{T}	Vecteur des températures (réseau thermique)	[°C]
T'	Dérivée de la température par rapport au temps (réseau thermique)	[°C.s ⁻¹]
{T'}	Vecteur des dérivées de la température par rapport au temps (réseau thermique)	[°C.s ⁻¹]
t	Temps	[s]
<u>t</u>	Temps adimensionné = $\frac{t}{\tau}$	[-]

Ta	Nombre de Taylor = $\text{Re} \sqrt{\frac{\varepsilon}{R}}$	[-]
u	Variable d'intégration temporelle	[s]
U*	Paramètre adimensionné de vitesse = $\frac{2V_r \cdot \nu}{E' \cdot R_x}$ (analyse EHD)	[-]
V	Variable représentative d'une vitesse	[m.s ⁻¹]
V _r	Vitesse de roulement au contact bille/bague = $\frac{V_1 + V_2}{2}$	[m.s ⁻¹]
V _g	Vitesse de glissement au contact bille/bague = $\frac{V_1 - V_2}{2}$	[m.s ⁻¹]
W	Charge normale au contact	[N]
W*	Paramètre adimensionné de charge = $\frac{W}{E' \cdot R_x^2}$ (analyse EHD)	[-]
X	Fraction d'huile dans l'air	[-]
x	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
y	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
z	Coordonnée spatiale cartésienne	[m]
Z	Nombre d'éléments roulants (caractéristique du roulement)	[-]

SYMBOLES GRECQUES

α	Angle de contact (contact bille/bague)/ Diffusivité thermique $= \frac{k}{\rho \cdot Cp}$ / Coefficient de piezoviscosité (Analyse EHD)	[rad]/ [m ⁻² .s ⁻¹]/ [Pa ⁻¹]
β	Inclinaison de l'axe de rotation d'une bille/Coefficient de dilatation thermique	[rad]/[°C ⁻¹]
χ	Diffusivité thermique = $\sqrt{k \cdot \rho \cdot Cp}$	[W.s ^{1/2} .m ⁻² .°C ⁻¹]
ε	Emissivité thermique/Jeu radial	[-]/[m]
ϕ_T	Coefficient thermique de correction des épaisseurs de film d'huile	[-]
ϕ_i	Coefficient de partage du flux de chaleur (corps i)	[-]
φ	Coordonnée angulaire	[rad]
κ	Ellipticité = $\frac{a}{b}$ (Contact de Hertz)	[-]
λ	Paramètre d'écartement = $\frac{\pi d_m}{Z.D}$ (caractéristique du roulement)	[-]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ν	Viscosité cinématique/ Coefficient de Poisson	[m ² .s ⁻¹]/ [-]
θ	Coordonnée angulaire	[rad]
$\underline{\theta}_i$	Température adimensionnée du nœud i = $\frac{T_i - T_A}{T_B - T_A}$ (réseau thermique)	[-]
$\{\underline{\theta}\}$	Vecteur des températures adimensionnées (réseau thermique)	[-]
$\underline{\theta}'$	Dérivée adimensionnée de la température par rapport au temps (réseau thermique)	[-]
$\{\underline{\theta}'\}$	Vecteur de la dérivée adimensionnée des températures par rapport au temps (réseau thermique)	[-]
ρ	Densité	[kg.m ⁻³]
σ	Constante de Boltzmann	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
τ_{sec}	Contrainte de cisaillement sec	[Pa]
τ_{fluide}	Contrainte de cisaillement fluide	[Pa]
τ_N	Contrainte de cisaillement newtonien	[Pa]
τ_L	Contrainte de cisaillement limite	[Pa]

τ	Une constante de temps du roulement = $\frac{m_r \cdot C_{acier}}{S_{eq}}$	[s]
ω	Vitesse angulaire	[rad.s ⁻¹]
ω_i	Vitesse de rotation de l'arbre	[rad.s ⁻¹]
ω_m	Vitesse orbitale d'une bille	[rad.s ⁻¹]
ω_b	Vitesse propre d'une bille	[rad.s ⁻¹]
ψ	Balance des flux de chaleur dans un contact	[-]

INDICE

i	Intérieur
o	Extérieur
eq	Equivalent
1	Corps 1
2	Corps 2

Sommaire

Introduction	p 1
Chapitre I : modèle thermo mécanique	p 4
I.1 – INTRODUCTION	p 5
I.2 – MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES	p 5
I.3 – ECHAUFFEMENT DES CONTACTS E.H.D. ROULANT – GLISSANT	p 13
I.4 - ECHAUFFEMENT DES CONTACTS H.D. DE TYPE PALIER	p 27
I.5 –RESOLUTION DU COUPLAGE THERMO MECANIQUE	p 31
I.6 - CONCLUSION	p 37
Chapitre II : Etude de sensibilité	p 38
II.1 – INTRODUCTION	p 39
II.2 – ESTIMATION DES SOURCES DE CHALEUR	p 40
II.3 – RESEAU THERMIQUE D’APPROCHE	p 50
II.4 – SENSIBILITE DU MODELE AUX LOIS D’ECHANGES THERMIQUES	p 60
II.5 – SENSIBILITE DU MODELE A LA LOCALISATION DES SOURCES DE CHALEUR	p 69
II.6 – CONCLUSION	p 76
Chapitre III : Validation et applications	p 77
III.1 – INTRODUCTION	p 78
III.2 – VALIDATION MULTIPHYSIQUE	p 79
III.3 – APPLICATIONS	p 90
III.4 – PERSPECTIVES D’AMELIORATIONS	p 102
III.5 – CONCLUSION	p 112
Conclusion générale	p 113
Annexes	p 117
A1 - Schémas numériques de résolution du couplage thermomécanique	p 117
A2 - Détermination expérimentale du coefficient de traînée d’une bille	p 120
A3 - Détermination numérique du coefficient de traînée d’une bille	p 124
Bibliographie	p 129

Introduction

Les turbines d'hélicoptère ont évolués de manière à améliorer le rapport poids/puissance et le rendement énergétique, notamment en augmentant les températures de fonctionnement. Les dimensions son devenues de plus en plus compactes de manière à diminuer la masse et l'encombrement.

Les roulements de turbine à gaz font partie de ces composants mécaniques qui contribuent directement aux performances des moteurs aéronautiques au travers de leur fiabilité. Du fait de leur rôle de liaison entre les parties fixes et mobiles, toute défaillance peut avoir des conséquences catastrophiques telles que la perte d'usage du moteur.

Les réglementations évoluent en imposant une plus grande survivabilité en cas de dommage externes ou internes subis par la turbine. L'observation des modes de dégradation en service et l'identification des modes de défaillance pouvant intervenir permettent d'améliorer les règles de conception visant à prévenir leur occurrence.

Un des critères généralement admis pour évaluer la sévérité de fonctionnement d'un roulement est le produit Ndm (produit de la vitesse de rotation (N) en trs/min par le diamètre primitif du roulement (dm) en mm). Au cours de ces dernières décennies, ce critère n'a cessé de croître (figure 0.1).

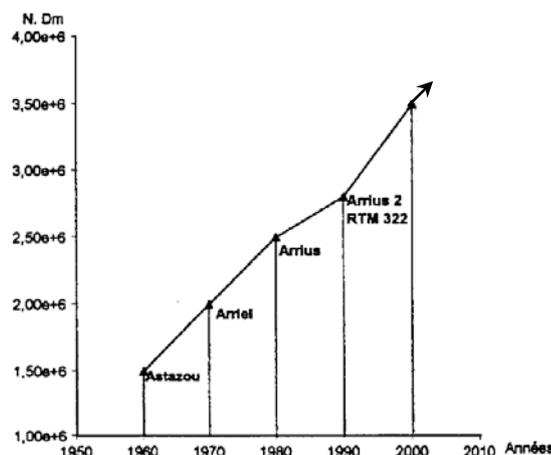


Figure 0.1 – Evolution au cours des années du produit Ndm des roulements à billes de butée générateur des turbomoteurs Turbomeca [CHE198]

Sous de telles conditions de fonctionnement, la chaleur dégagée par le roulement, de l'ordre du kilo Watt, nécessite un refroidissement externe afin éviter la dégradation du roulement. La technologie actuelle consiste ainsi à injecter dans celui-ci un jet d'huile qui permet à la fois la lubrification des surfaces en contact mais également l'évacuation de la chaleur. Le circuit d'huile draine ainsi la puissance dissipée vers un échangeur air/huile dont le dimensionnement dépend du niveau associé.

Le débit d'huile utilisé est ainsi une caractéristique majeure, qui détermine à la fois la taille du circuit de refroidissement (et donc la masse du moteur) et le niveau de température des différents composants, huile y compris. Cependant un débit d'huile insuffisant se traduit de ce fait par un échauffement excessif pouvant conduire à la ruine du moteur (dégradation de l'huile, détérioration des matériaux, ...). L'interruption de la lubrification en cours de fonctionnement en est ainsi une illustration qui pourrait être à l'origine du moteur.

La compréhension des mécanismes de lubrification nécessite donc de mener des investigations conjointes sur les pertes de puissance au sein du roulement et sur les échauffements correspondants.

Le premier chapitre s'attache à décrire l'échauffement aux interfaces entre les différents corps en contacts et les mécanismes de lubrification associés (élastohydrodynamique, hydrodynamique). La question principale porte sur la détermination de deux paramètres qui sont :

- la répartition du flux de chaleur généré aux contacts,
- la température de masse des différents éléments.

Dans cette étude, l'estimation de ces paramètres est alors réalisée en modélisant les transferts de chaleur par la méthode des réseaux thermiques. Historiquement, cette technique est reconnue pour être simple, robuste et efficace. Il s'agit ainsi de discrétiser le mécanisme considéré par un ensemble de nœuds isothermes (bague, bille, ...) chacun caractérisés chacun par une capacité thermique et reliés les uns aux autres par des résistances thermiques. Celles-ci caractéristiques des différents types de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) décrivent l'équilibre thermique entre les sources et les puits de chaleur. Il est alors possible d'estimer l'échauffement du mécanisme considéré en différents points, tant en régime stationnaire que transitoire.

Les caractéristiques du lubrifiant étant dépendantes de la température, un couplage thermo mécanique est alors nécessaire. Le modèle associé est détaillé dans le chapitre deux et s'attache à déterminer la pertinence des différentes hypothèses retenues. L'application présentée porte sur un roulement à billes à contacts obliques fonctionnant à grande vitesse utilisé dans plusieurs séries d'essais publiés par la NASA.

Pénétrant le roulement, l'huile injectée est aussitôt pulvérisée par les éléments en rotation, se dispersant en fines gouttelettes, formant ainsi un brouillard d'huile. Ce mécanisme, complexe à décrire, impacte à la fois les échanges thermiques et la perte de puissance aérodynamique. L'influence de ce phénomène est étudiée.

Dans le troisième chapitre, le modèle thermo mécanique est appliqué au cas d'un roulement testé dans le cadre de cette étude. Il est utilisé pour valider les hypothèses retenues en combinant une approche originale combinant à la fois des approches :

- mécanique : pertes de puissance,
- thermique : échauffement,
- aérodynamique : coefficient de traînée d'une bille de roulement.

Les résultats obtenus sont confrontés aux données bibliographiques existantes, recoupant ainsi les différents résultats obtenus pour valider la démarche employée. Une étude bibliographique et théorique est par la suite présentée. Elle s'intéresse aux conséquences d'une interruption d'huile sur le comportement mécanique d'un roulement à billes grande vitesse.

A la lumière de ces analyses une brève revue des techniques de lubrification des roulements fonctionnant à grande vitesse est alors proposée mettant au jour des voies possibles d'optimisation.

CHAPITRE I

MODELE THERMO MECANIQUE

I.1 – INTRODUCTION

I.2 – MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES

I.3 – ECHAUFFEMENT DES CONTACTS E.H.D. ROULANT – GLISSANT

I.4 - ECHAUFFEMENT DES CONTACTS H.D. DE TYPE PALIER

I.5 –RESOLUTION DU COUPLAGE THERMO MECANIQUE

I.6 - CONCLUSION

I.1 INTRODUCTION

Un palier à roulements en fonctionnement dissipe une certaine chaleur, notamment à cause des différentes forces de frottement. Celle-ci est ensuite évacuée dans les massifs environnants ou dans l'huile qui, outre son rôle de lubrifiant, joue également celui de fluide caloporteur. Afin d'estimer l'échauffement correspondant, il est nécessaire de décrire les différents modes de transfert de chaleur. Dans cet objectif, nous avons utilisé la méthode des réseaux thermiques. Nous avons choisi dans un premier temps de nous intéresser aux roulements à billes à contacts obliques fonctionnant à grande vitesse.

Le corps de ce premier chapitre comprend quatre volets. Tout d'abord nous détaillerons la modélisation de l'échauffement d'un système par la méthode des réseaux thermiques. Dans les second et troisième volets, nous décrirons respectivement les contacts billes/bagues et les contacts cage/billes et cage/bagues d'un point de vue de la lubrification et des transferts de chaleur. Enfin nous illustrerons la notion de couplage thermo mécanique au travers de la description des propriétés rhéologiques du lubrifiant.

I.2 MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES

Un aspect important de la modélisation thermique réside dans le niveau de finesse apportée à l'analyse. L'approche globale consiste à considérer le système étudié, comme un seul élément isotherme. La température correspondante résulte ainsi de l'équilibre entre la puissance dissipée au sein du système et les échanges de chaleur avec le milieu extérieur. L'échauffement global d'un roulement peut être modélisé par cette approche [JEN_03], mais ne permet cependant pas d'estimer la température des différents composants.

Les analyses par éléments finis s'attachent quant à elles à décrire finement le gradient de température au sein du système considéré. La Figure I.1 illustre les distributions de température estimées par cette méthode, dans des roulements à billes [BRO_03], [WAN_07].

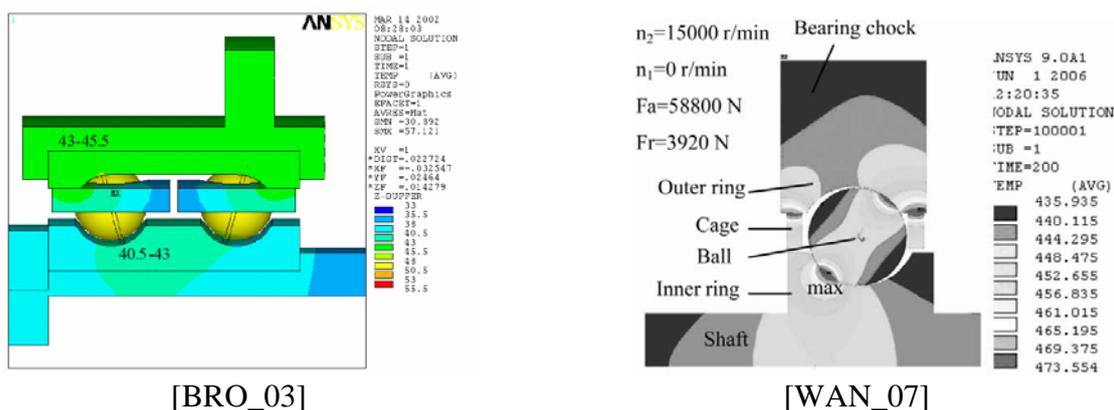


Figure I.1 - Exemples de modélisation par éléments finis de l'échauffement de paliers à roulements.

Les niveaux moyens de température sont directement dépendants des conditions aux limites imposées telles que les échanges convectifs et les sources de chaleur. De plus, dans la mesure où ces conditions aux limites sont dépendantes de l'échauffement correspondant, un couplage thermo mécanique doit être envisagé. Du fait de la finesse des maillages, les temps de calculs associés sont cependant bien trop importants pour permettre une analyse paramétrique simple de mise œuvre.

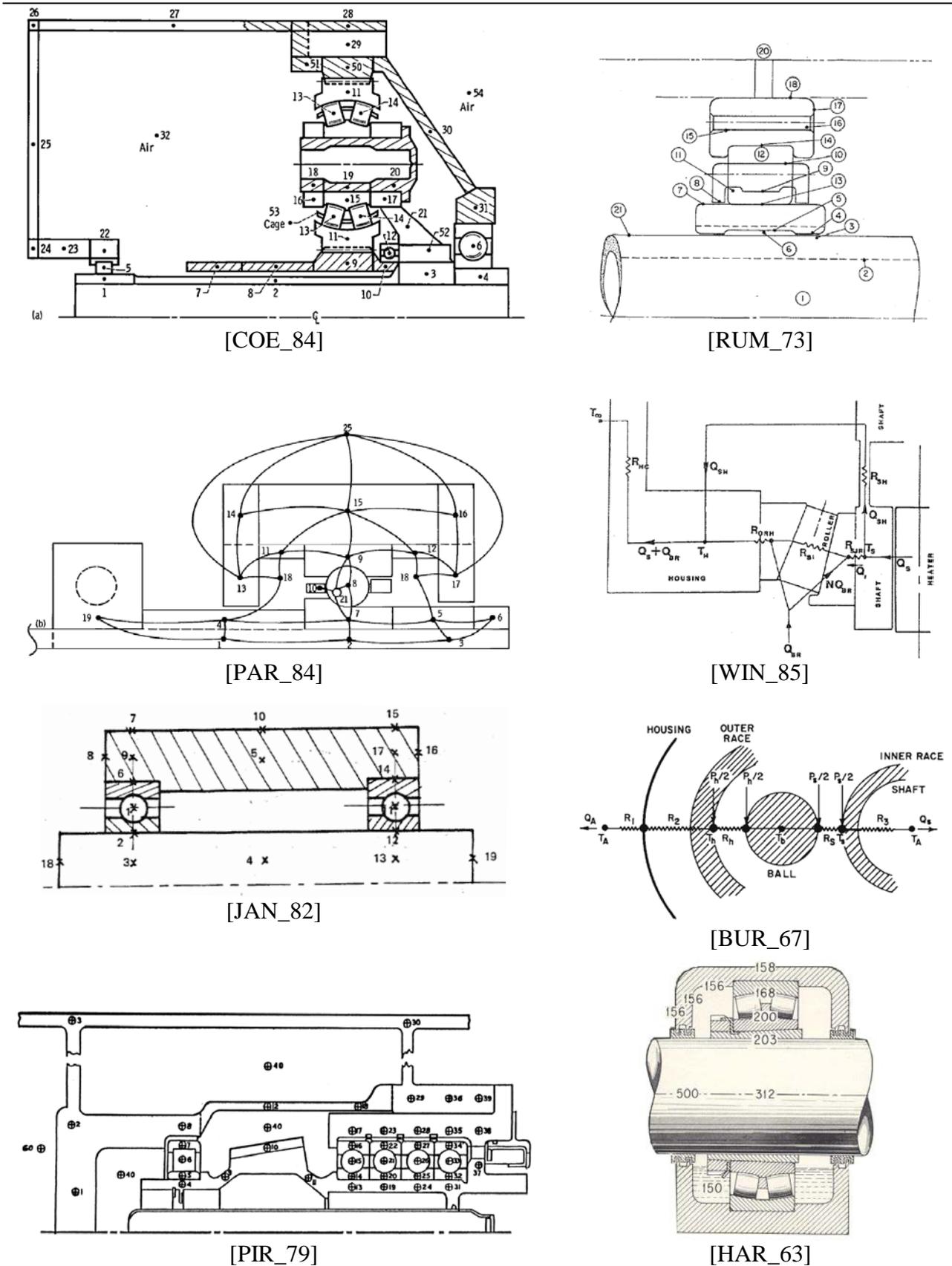


figure I.2 - Différentes résolutions par réseau thermique de l'échauffement de paliers à roulements

La méthode des réseaux thermiques est une technique ancienne mais toujours d'actualité, en ce sens que robustesse et simplicité la caractérisent. Un état de l'art non exhaustif indique que de nombreuses études de ce type ont porté sur des transmissions mécaniques et plus particulièrement sur des paliers à roulements ([AND_70], [BLO_70], [BUR_67], [SUN_08], [CHAN_06], [COE_84], [COE_89], [DOW186], [FER_69], [HAR_63], [JAN_82], [MAN_99], [NIC_87], [PAR_84], [PIR_79], [PIR_83], [RUM_73], [WIN_85]). La figure I.2 présente ainsi quelques illustrations des réseaux thermiques associés.

La méthode des réseaux présente l'avantage d'être un bon compromis entre le niveau d'informations obtenus et la rapidité des calculs associés pour pouvoir envisager un couplage thermo mécanique. C'est pourquoi nous avons retenu cette approche.

I.2.1 LA METHODE DITE DES RESEAUX THERMIQUES

L'idée principale de cette approche est de conserver un niveau de discrétisation suffisamment macroscopique du système en question afin de diminuer notablement les temps de calcul. Cette simplification ne doit cependant pas faire perdre de vue que la pertinence d'un réseau thermique est sujette à une très bonne expertise des mécanismes des transferts thermiques. Ainsi le recul et l'expérience sont des outils précieux dans la compréhension des phénomènes mis en jeu et dans la détermination de la finesse des modèles à leur associer.

Le premier principe de la thermodynamique indique la conservation d'énergie dans un système fermé sous la forme :

Vitesse de variation d'énergie interne d'un système = Puissance transférée au système + Puissance générée dans le système

$$mC_p \frac{dT}{dt} = (\dot{Q}_{\text{entrant}} - \dot{Q}_{\text{sortant}}) + \dot{Q}_{\text{interne}} \quad (\text{I.1})$$

L'énergie interne du système est caractérisée par :

- son inertie thermique qui est le produit de la masse (m) et de la chaleur spécifique (Cp),
- la variation de sa température (T) au cours du temps (t) : $\frac{dT}{dt}$

La variation d'énergie interne est directement liée aux échanges de chaleur avec d'autres systèmes et à la génération interne de chaleur (Figure I.3). Il existe différents types d'échanges : les modes de transferts thermiques, qui sont au nombre de trois :

- la conduction : qui caractérise le transport au sein des corps,
- la convection : qui caractérise le transport entre un solide et un fluide en mouvement,
- le rayonnement : qui caractérise le transport entre des solides séparés par un espace.

Un système dépend de son environnement qui lui-même se trouve être affecté. La difficulté réside donc dans une détermination pertinente de l'étendu à donner à l'analyse, qui bien souvent est fixée par la présence d'éléments dont la température est connue (air ambiant, ...).

Considérant chaque système comme isotherme, il sont considérés de manière ponctuelle et désignés sous le terme de « nœuds » du fait des connections multiples qui existent entre eux.

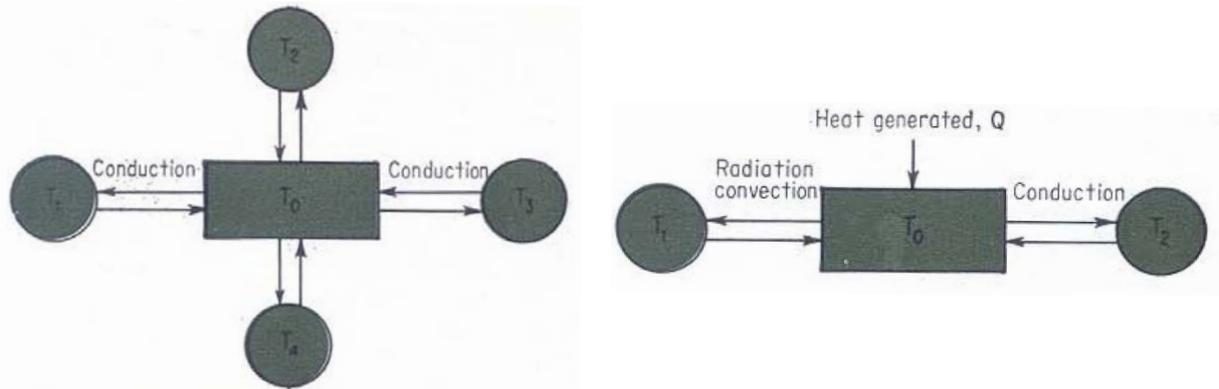


Figure I.3 - Transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement entre un système et son environnement [HAR_63]

L'analyse des transferts thermiques montre que le flux de chaleur existant entre deux nœuds (i et j) peut s'exprimer par une fonction de la différence de température entre ceux-ci.

$$Q_{i-j} \propto (T_j - T_i) \quad (I.2)$$

Cette formulation tend à montrer une certaine analogie avec le domaine électrique où l'on considère en lieu et place des flux de chaleur, des intensités électriques et pour les températures des potentiels électriques. De cette manière, la proportionnalité entre flux et température s'exprime au travers d'une résistance non pas électrique mais thermique. Du fait de l'influence de la température sur certaines résistances thermiques, la relation suivante n'est pas forcément linéaire et nécessite un calcul itératif :

$$(T_j - T_i) = R_{th,i-j} Q_{i-j} \quad (I.3)$$

La mise en place du modèle thermique se fait donc en trois étapes :

- détermination des différents nœuds à considérer,
- connexion de ces nœuds par des résistances thermiques associées aux différents modes d'échanges thermiques (conduction, convection, rayonnement),
- détermination des conditions aux limites : températures imposées et/ou flux de chaleur imposés.

I.2.2 LES RESISTANCES ASSOCIEES AUX DIFFERENTS MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR

I.2.2.1 LA CONDUCTION

La conduction caractérise le transfert de chaleur au sein d'un solide d'un point chaud vers un point froid. La loi de Fourier décrit ces échanges en reliant le flux de chaleur surfacique (q) au gradient de température et à la conductivité thermique (k) du matériau :

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (I.4)$$

Ainsi dans le cas unidimensionnel appliqué à une barre de longueur L et de section constante A , le flux de chaleur Q_{i-j} de l'extrémité i à j , s'exprime de la manière suivante :

$$Q_{i-j} = \frac{kA}{L}(T_j - T_i) \quad (I.5)$$

La résistance thermique associée à la conduction dans une barre peut alors être exprimée par :

$$R_{th,i-j} = \frac{L}{kA} \quad (I.6)$$

Une analyse similaire sur la conduction radiale dans un cylindre creux, soumis à une différence de température T_i et T_j respectivement sur les faces interne et externe conduit à :

$$R_{th,i-j} = \frac{1}{2\pi kL} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \quad (I.7)$$

où :

- r_o : rayon extérieure du cylindre [m]
- r_i : rayon intérieure du cylindre [m]
- L : longueur du cylindre [m]

Remarque : en appliquant la loi de Fourier dans la relation sur la conservation d'énergie, et en supposant la conductivité thermique constante, celle-ci peut alors s'exprimer sous la forme cartésienne:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q_v \quad (I.8)$$

où :

- Q_v : production volumique de chaleur [$W.m^{-3}$]

I.2.2.2 LA CONVECTION

La convection qui caractérise les échanges de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement est certainement l'aspect le plus sensible dans l'estimation des échanges thermiques. Les écoulements du fluide ainsi que ses caractéristiques influencent fortement les niveaux de transferts thermiques. Ceux-ci sont souvent décrits par analogie avec des configurations simples (plaque, sphère, ...) pour lesquelles les lois d'échanges sont bien connues.

Il est possible de déterminer deux types de convection :

- la convection forcée : la vitesse du fluide par rapport au solide est fixée par une source externe (vent, jet, ...)
- la convection naturelle : la vitesse du fluide résulte de l'équilibre thermodynamique du système, les phases froides tombant par gravité là où les courants chauds montent.

Dans le premier cas, il est possible d'exprimer le flux de chaleur proportionnellement à la différence de température entre le fluide j et le solide i :

$$Q_{cv,i-j} = \frac{kA}{L} Nu (T_j - T_i) \quad (I.9)$$

où :

- k : conductivité thermique du fluide [$W.m^{-1}.^{\circ}C$]
- A : surface d'échange [m^2]
- L : grandeur caractéristique [m]
- Nu : nombre de Nusselt [-]

Il est ainsi possible de définir une résistance thermique de convection de la manière suivante :

$$R_{th,cv,i-j} = \frac{1}{Ah_c} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{k.Nu} \right) \quad (I.10)$$

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel qui représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Ainsi pour une valeur proche de 1, caractéristique d'un fluide stagnant, les effets de conduction sont prédominants. Des valeurs plus importantes représentent une agitation plus importante qui favorise le transfert d'énergie.

L'application du théorème de Vaschy-Buckingham à un problème de convection forcée fait apparaître que le nombre de Nusselt est fonction de deux autres paramètres adimensionnés :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (I.11)$$

où :

- Re : nombre de Reynolds [-]
- Pr : nombre de Prandtl [-]

Le nombre de Reynolds (Re) représente le ratio, dans un écoulement fluide, entre les efforts d'inertie et les forces visqueuses et caractérise ainsi le type d'écoulement qui peut être de trois types :

- écoulement laminaire : pour un nombre de Reynolds faible, les effets visqueux sont prépondérants et les éléments de fluide restent groupés.
- Régime transitoire : les forces d'inertie deviennent prépondérantes mais l'écoulement reste laminaire.
- Ecoulement turbulent : pour de fortes valeurs du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (I.12)$$

où :

- V : vitesse du fluide [$m.s^{-1}$]
- L : longueur caractéristique [m]
- ν : viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]

Le nombre de Prandtl (Pr) représente quant à lui le rapport qui existe entre la quantité de mouvement (la viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. Il compare ainsi la rapidité des phénomènes hydrauliques et thermique. Un nombre de Prandtl élevé traduit ainsi que le profil de température au sein du fluide est fortement influencé par le profil de vitesse.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{I.13})$$

où :

- α : diffusivité thermique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

La convection forcée sur une plaque plane soumise à un flux d'air parallèle a fait l'objet de nombreuses études tant analytiques, numériques qu'expérimentales. Le nombre de Nusselt moyen exprimé pour un écoulement laminaire et turbulent est bien souvent utilisé car représentatif des phénomènes physiques mis en jeu [HO_89] :

$$Nu = 0,664 \cdot \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \text{ pour } \text{Re} < 5 \cdot 10^5 \quad (\text{I.14})$$

$$Nu = (0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} - 850) \text{Pr}^{1/3} \text{ pour } \text{Re} > 5 \cdot 10^5 \quad (\text{I.15})$$

La dimension caractéristique à prendre en compte dans le calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Nusselt est la longueur L de la plaque.

L'analyse du transfert de chaleur par convection naturelle fait apparaître que le nombre de Nusselt est fonction de deux paramètres adimensionnés :

$$Nu = f(\text{Gr}, \text{Pr}) \quad (\text{I.16})$$

où :

- Gr : nombre de Grashoff [-]
- Pr : nombre de Prandtl [-]

Le nombre de Grashof (Gr) représente le ratio entre les efforts de forces de gravité et les forces visqueuses et se définit par :

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\text{I.17})$$

où :

- V : vitesse du fluide [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- L : grandeur caractéristique [m]
- ν : viscosité cinématique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- β : coefficient de dilatation [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
- ΔT : gradient de température [$^{\circ}\text{C}$]

Il est à noter que la variation des caractéristiques du fluide avec la température entraîne des comportements fortement non linéaires lors de la résolution des équilibres thermiques.

I.2.2.3 LE RAYONNEMENT

Le rayonnement désigne les échanges de chaleur entre deux solides séparés par un espace. Il trouve un exemple simple dans le rayonnement solaire. La puissance qu'irradie un corps peut s'exprimer par la relation suivante [HO_89] :

$$q \propto \sigma T^4 \quad (\text{I.18})$$

où :

- σ : constante de Stefan Boltzmann, $\sigma \approx 5.67.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
- q : flux de chaleur surfacique [W.m^{-2}]
- T : température du corps [K]

Cette irradiation constitue une perte d'énergie qui peut cependant être compensée par le fait que les corps environnants irradient eux aussi. Le transfert thermique résulte ainsi d'un équilibre entre l'émission et la réception. En faisant l'hypothèse des corps gris, les flux de chaleur peuvent s'exprimer par la formulation suivante :

$$Q_{i-j} = f(\varepsilon_i, \varepsilon_j, A_i, A_j, F_{i-j}) \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (\text{I.19})$$

où :

- F : facteur de forme [-]
- A : surface d'émission [m^2]
- ε : émissivité thermique [-]

La forte non linéarité de cette expression tend cependant à complexifier les calculs. Dans le cas où la surface i rayonne dans un espace beaucoup plus grand, l'expression ci-dessus peut se mettre sous la forme simplifiée suivante :

$$Q_{i-j} \approx A_i h_{r,i-j} (T_j - T_i) \quad (\text{I.20})$$

avec :

$$h_{r,i-j} = \varepsilon_i \sigma (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j) \quad (\text{I.21})$$

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

$$R_{\text{th},i-j} = \frac{1}{h_r A} \quad (\text{I.22})$$

I.2.3 CONCLUSION

La technique des réseaux thermiques est une méthode simple et robuste permettant de décrire l'échauffement d'un système. Il s'agit d'une discrétisation du système en une série de nœuds isothermes caractérisés chacun par une capacité thermique et reliés les uns aux autres par des résistances thermiques. Ainsi après avoir décrit les différents modes de transfert thermique, il est nécessaire de déterminer les différentes sources de chaleur, notamment aux différents contacts au sein d'un roulement.

I.3 – ECHAUFFEMENT D’UN CONTACT EHD ROULANT – GLISSANT

I.3.1 LES CONTACTS E.H.D. DANS LE ROULEMENT

Un palier à roulements permet d’imposer la position de l’arbre par rapport au carter. Les éléments roulants transmettent les efforts appliqués par l’arbre sur la bague intérieure à la bague extérieure fixe par rapport au carter. Ils facilitent ainsi la rotation de l’arbre par rapport au carter (figure I.4).

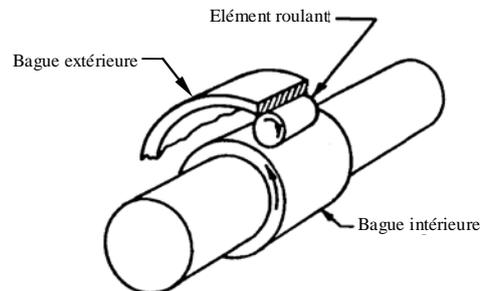


figure I.4 - Fonctionnement schématique d’un palier à roulements [HAM183]

La géométrie des éléments roulants et des pistes de roulement (bague intérieure et extérieure) diffère suivant les conditions de charge (efforts axiaux et/ou radiaux, moments) et de vitesse. Les roulements à billes à contacts obliques sont conçus pour encaisser simultanément des charges radiales et axiales (figure I.5). Ils peuvent fonctionner à très grande vitesse et sont de ce fait utilisés comme butée dans les turbines à gaz. La composante axiale est générée par la poussée des gaz et la composante radiale est due au poids propre de l’arbre, au balourd et aux effets d’engrènement dans le cas de l’utilisation d’un réducteur de vitesse.

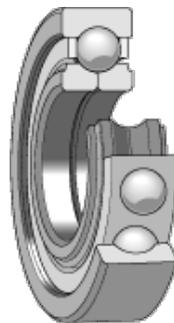


figure I.5 - Roulement à billes à contacts obliques [SKF_03]

Du fait des vitesses de rotation élevées (supérieures à 20000trs/min), les efforts centrifuges (F_c) agissant sur les billes deviennent du même ordre de grandeur que les efforts liés aux contacts avec les bagues (Figure I.6). Ces efforts sont donc pris en compte lors de la résolution de la distribution de charge dans le roulement, tout comme les moments gyroscopiques agissant sur les billes. Le détail de l’analyse quasi statique correspondante est décrit par Harris [HAR_84].

La détermination de la cinématique du roulement est basée sur l’hypothèse de roulement pur qui se définit par l’égalité des vitesses géométriques aux points de contact bille/bague en considérant des solides non déformables. La vitesse de rotation propre des billes (ω_b) et leur vitesse orbitale (ω_m) dépendent des angles de contact entre la bille et la bague extérieure (α_o), et bille et la bague intérieure (α_i) (Figure I.6). Les forces centrifuges tendent à plaquer les billes vers le fond de la bague extérieure et l’angle de contact correspondant (α_o), est donc

inférieur à l'angle de contact géométrique (α^0). L'inverse se produit pour l'angle de contact intérieur (α_i). Le roulement sans pivotement est alors impossible simultanément sur les contacts bille/bague intérieure et bille/bague extérieure

Du fait des efforts centrifuges, les pressions et les surfaces de contact sont plus importantes au contact bille/bague extérieure qu'au contact bille/bague intérieure. Le pivotement y est alors supposé nul, fixant ainsi la cinématique du roulement. C'est l'hypothèse de contrôle de bille par la bague extérieure [HAR_71], [DOM_86]. Le détail de l'analyse cinématique correspondante est décrit par Harris [HAR_84].

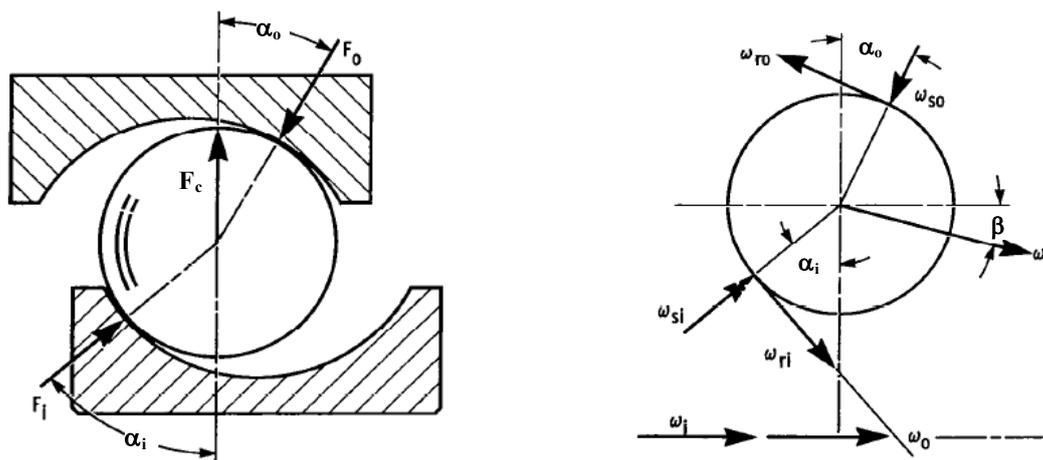


Figure I.6 - Distribution de charge et cinématique d'une bille de roulement à contact oblique grande vitesse [HAM183]

Le contact entre les éléments roulants et les bagues se caractérise par des surfaces non conformes de type bille/plan où les pressions locales ont pour effet de déformer localement les solides. Hertz a ainsi été le précurseur dans ce domaine en 1881, en posant les bases de la théorie du contact dit Hertzien qui permet d'estimer la distribution de pression, la déformation du contact et les dimensions du contact.

Les différences de vitesse entre les solides en contact, dues à du glissement, du pivotement, sont à l'origine de forces de frottement directement proportionnelles au coefficient de frottement. Celui-ci traduit le lien qui existe entre l'effort normal au contact et l'effort tangentiel transmissible.

Dans le cas d'un contact sec, le coefficient de frottement est supérieur à celui caractéristique d'un contact lubrifié. Il conduirait alors à des niveaux de frottement bien trop important dans un palier à roulement et provoquerait à plus ou moins long terme sa ruine en fonctionnement.

La lubrification permet alors de diminuer notablement ces effets en créant un film d'huile séparateur qui accomode la différence de vitesse entre les corps en contacts par cisaillement et transmet également la charge. A l'intérieur du contact le lubrifiant voit sa viscosité augmenter fortement du fait de la pression (de l'ordre de 1GPa). Les contraintes de cisaillement générées dans le fluide deviennent alors de l'ordre de celles présentes dans les solides. L'épaisseur du film d'huile découle donc d'un équilibre entre la déformation élastique des corps en contact et du comportement hydrodynamique du film d'huile. C'est un contact Elasto – Hydrodynamique (EHD).

I.3.2 ESTIMATION DES EPAISSEURS DE FILM

Le développement de la théorie sur la lubrification EHD a été jalonné par plusieurs étapes marquantes dont Dowson retrace l'histoire [DOW_79] :

- 1881 : théorie de Hertz sur le contact entre deux sphères [HER_81],
- 1886 : théorie de Reynolds sur les équations d'écoulements d'un fluide dans un contact [REY_86],
- 1893 : Barus publie l'équation liant la viscosité du lubrifiant à la pression sous la forme d'une relation exponentielle [BAR_93],
- 1916 : Travaux de Martin et Gumbel sur la lubrification hydrodynamique (HD). Ils n'arrivent cependant pas à prédire la lubrification des engrenages [MAR_16].
- 1939/1949 : Travaux de Ertel et Grubin qui estime l'épaisseur de film en se servant des déformations de Hertz et des effets piezo visqueux en entrée du contact [ERT_39], [GRU_49].
- 1951 : Petrusevich détermine pour la première fois de manière numérique la distribution de pression dans un contact Elasto Hydrodynamique (EHD) où le pic de pression en sortie de contact est modélisé [PET_51].
- 1959/1966 : Dowson et Higginson déterminent numériquement l'épaisseur de film dans un contact linéique [DOW_59], [DOW_66]. Ils en déduisent une équation polynomiale pour le calcul de l'épaisseur de film minimum basée sur les paramètres adimensionnés W^* (charge), U^* (vitesse) et G^* (matériau).
- 1970 : développement de l'interférométrie optique qui permet une vérification expérimentale des estimations numériques d'épaisseur de film.
- 1976 : Hamrock et Dowson déterminent numériquement l'épaisseur de film dans un contact ponctuel [HAM_76]. Ils en déduisent une équation polynomiale pour le calcul de l'épaisseur de film centrale (h_c) et minimum (h_m) basée sur les paramètres adimensionnés W^* , U^* et G^* .

$$h_c = 1,69(G^*)^{0,53} (U^*)^{0,67} (W^*)^{-0,067} [1 - 0,61 \exp(-0,73\kappa)] \quad (I.23)$$

$$h_m = 2,27(G^*)^{0,49} (U^*)^{0,68} (W^*)^{-0,073} [1 - \exp(-0,68\kappa)] \quad (I.24)$$

Avec :

$$W^* = \frac{W}{E' \cdot R_x^2} \quad (I.25)$$

$$U^* = \frac{2V_r \cdot \nu}{E' \cdot R_x} \quad (I.26)$$

$$G^* = \alpha E' \quad (I.27)$$

Où :

- W : charge normal au contact [N]
- E' : module élastique équivalent [Pa]
- R_x : rayon équivalent dans le sens du roulement (figure I.7) [m]
- V_r : vitesse de roulement [$m \cdot s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique [$m^2 \cdot s^{-1}$]

- α : coefficient de piezo viscosité [Pa^{-1}]
- κ : ellipticité [-]

Avec :

$$\kappa \simeq \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{2/\pi} \quad (\text{I.28})$$

NB : Cette formulation est basée sur des solutions approximatives des intégrales elliptiques [HAM283]

$$E' = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{E_1}{1-\nu_1^2} \right)^{-1} + \left(\frac{E_2}{1-\nu_2^2} \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (\text{I.29})$$

$$R_x = \left[(R_{x,1})^{-1} + (R_{x,2})^{-1} \right]^{-1} \quad (\text{I.30})$$

$$V_r = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (\text{I.31})$$

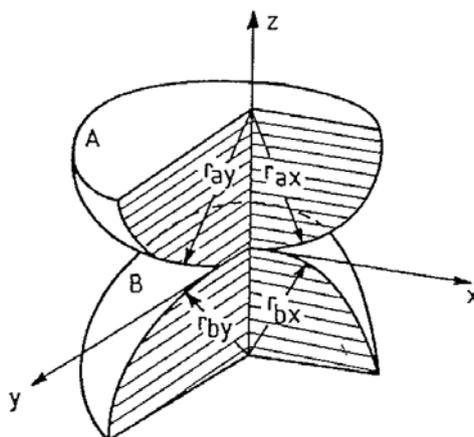


figure I.7 - Modélisation du contact entre deux sphères [CHI_87]

- 1980 : Amélioration des outils expérimentaux (mesures de film inférieure à 10nm) et numériques (techniques multi grilles mises en place par Lubrecht [LUB_87]) et étude du comportement non newtonien sur le frottement.
- 1990 : Analyse des effets transitoires expérimentalement et numériquement [VEN_94], [MES_02], prise en compte des indents [COU_03], de la rugosité [VEN_92], de la pollution solide [VIL_99] et de la lubrification par graisse [CAN_04].

La forme générale de la distribution de pression et de l'épaisseur de film est détaillée dans la figure I.8. Dans le cas du contact suralimenté en lubrifiant, trois zones distinctes peuvent être différenciées :

- l'entrée du contact : en dehors de la zone de Hertz (théorie du contact sec), l'épaisseur de film d'huile est supérieure à l'épaisseur centrale de film et la pression est nettement inférieure à la pression maximale de Hertz. L'augmentation de pression est due à la vitesse des surfaces qui entraînent le lubrifiant dans l'espace qui se rétrécit entre les solides (phénomène de coin d'huile).
- La zone de haute pression : dans la zone de Hertz, l'épaisseur de film d'huile varie peu et la pression centrale est de l'ordre de la pression maximale de Hertz.
- La sortie de contact : en dehors de la zone de Hertz, l'épaisseur de film augmente à cause de l'écartement des parois, la pression chute et de la cavitation apparaît.

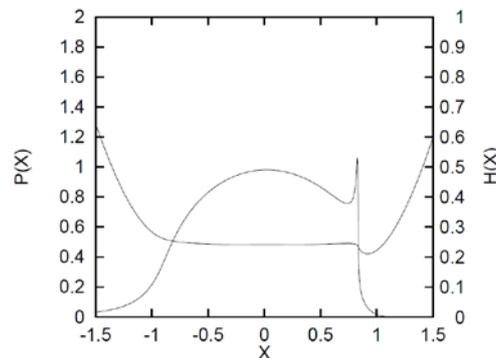


figure I.8 - Distribution de pression et épaisseur de film d'huile dans un contact élastohydrodynamique [LUB_04]

En sortie de la zone de haute pression, il existe une réduction locale du film d'huile qui est associée à un pic de pression. Cette réduction de film peut s'expliquer en se basant sur la nature des écoulements qui sont de deux types : l'écoulement de Couette, l'écoulement de Poiseuille. En sortie de contact, le terme de Poiseuille devient prépondérant du fait de la conjonction d'une faible viscosité et du fort gradient de pression. Parallèlement à ceci la vitesse d'écoulement s'accélère vers la sortie du contact et le film d'huile se rétrécit alors de manière à conserver la continuité du débit.

I.3.3 LE FROTTEMENT PAR GLISSEMENT

D'une façon générale, le coefficient de frottement dans les contacts lubrifiés EHD varie avec la charge, la vitesse de roulement et le taux de glissement. Les propriétés du lubrifiant et des matériaux en contacts qui dépendent de la température l'affectent également. Les approches modernes distinguent trois régimes de lubrification (figure I.9) :

- 1) Le régime de lubrification limite dans lequel le frottement est principalement dû aux interactions entre aspérités. Dans ce cas, les effets physico chimiques des additifs sont particulièrement importants.
- 2) Le régime de lubrification en film complet dans lequel il n'y a aucune interaction entre les aspérités (l'épaisseur du film lubrifiant est très supérieure à la rugosité des surfaces). Le frottement est essentiellement fonction des propriétés du lubrifiant.

3) Le régime de lubrification mixte dans lequel le frottement est lié d'une part aux interactions entre aspérités, d'autre part au cisaillement du fluide.

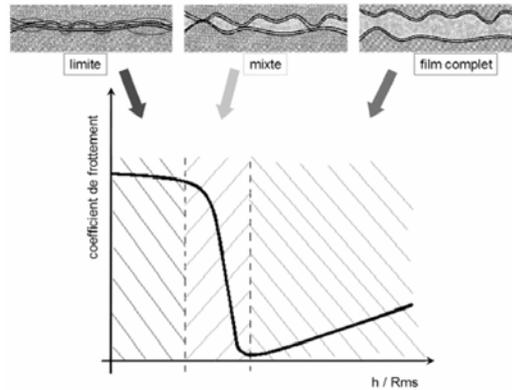


figure I.9 - Courbe de Stribeck : évolution du frottement en fonction du régime de lubrification [STR_02]

Harris [HAR_78] prend en compte une loi de lubrification mixte pour l'estimation du coefficient de frottement. Diab [DIA_05] établit une loi de frottement dans laquelle il combine les contraintes de cisaillement dues au fluide avec celles dues aux interactions entre les rugosités, sous la forme :

$$\tau = \frac{A_c}{A_0} \tau_{\text{sec}} + \left(1 - \frac{A_c}{A_0}\right) \tau_{\text{fluide}} \quad (\text{I.32})$$

où :

- τ : contrainte de cisaillement [Pa]
- A_c : aire de contact réelle [m²]
- A_0 : aire de contact apparente [m²]
- τ_{sec} : contrainte de cisaillement sec [Pa]
- τ_{fluide} : contrainte de cisaillement fluide [Pa]

Dans son analyse des pertes de puissance dans les roulements à rouleaux et à billes, Nélias [NEL194] utilise le modèle rhéologique de type Ree Eyring [REE155], [REE255]. Cette loi de régression est la somme d'une composante élastique linéaire et d'une composante visqueuse non linéaire :

$$\tau_N = \tau_e + \tau_v = \frac{\mu}{G} \frac{d\tau_{\text{fluide}}}{dt} + \tau_L \sinh\left(\frac{\tau_{\text{fluide}}}{\tau_L}\right) \quad (\text{I.33})$$

Avec :

$$\tau_N = \frac{\mu \cdot V_g}{\Phi_T h_c} \quad (\text{I.34})$$

Où :

- V_g : différence de vitesse entre les deux solides [$m.s^{-1}$]
- G : module élastique du lubrifiant [Pa]
- μ : viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]
- τ_N : taux de cisaillement newtonien [Pa]
- τ_L : taux de cisaillement limite [Pa]
- Φ_T : coefficient thermique de correction d'épaisseur de film [-]

NB : En exprimant le temps par rapport à la vitesse de roulement (V_r), il est possible d'exprimer la contrainte de cisaillement par rapport à la direction du roulement (x).

$$\tau_N = \frac{\mu}{V_r \cdot G} \frac{d\tau_{\text{fluide}}}{dx} + \tau_L \sinh\left(\frac{\tau_{\text{fluide}}}{\tau_L}\right) \quad (I.35)$$

Avec :

$$t = \frac{x}{V_r} \quad (I.36)$$

NB : dans le cas où les effets élastiques sont négligés, il est possible d'exprimer le taux de cisaillement dans le fluide sous la forme explicite suivante :

$$\tau_{\text{fluide}} = \tau_L \sinh^{-1}\left(\frac{\tau_N}{\tau_L}\right) \quad (I.37)$$

NB : dans le cas où les effets élastiques sont pris en compte, il est possible d'exprimer la contrainte de cisaillement dans le fluide sous une forme explicite approximée :

$$\tau_{\text{fluide}} = -\tau_L \cdot \ln \left[\left(\frac{\mu}{\tau_L} \right) \left(\frac{V_g}{h} - \frac{V_r}{G} \frac{d\tau}{dx} \right) + \sqrt{\left(\frac{\mu}{\tau_L} \right)^2 \left(\frac{V_g}{h} - \frac{V_r}{G} \frac{d\tau}{dx} \right)^2 + 1} \right] \quad (I.38)$$

Pour la partie de la loi de frottement qui correspond aux interactions entre rugosités, Diab [DIA_05] se base sur les formulations de Carter [CAR_26] et Johnson [JOH_89] et de courbes de frottement obtenues avec des disques rugueux ($Ra=0,8\mu m$ pour des applications engrenages) :

$$\tau_{\text{sec}} = \frac{W_{\text{sec}}}{A_c} C_{f_{\text{sec}}} \left[1 - \exp\left(-\frac{V_g}{S_{\text{crit}} \cdot V_r}\right) \right] \quad (I.39)$$

Avec :

$$\frac{W_{\text{sec}}}{A_c} = 0,2E' \sqrt{\frac{m_2}{\pi}} \quad (I.40)$$

$$S_{crit} = \frac{0,1}{a} \sqrt{\frac{m_0}{m_2}} \quad (I.41)$$

Où :

- W_{sec} : charge supportée par les aspérités [N]
- Cf_{sec} : coefficient de frottement « sec », qui dépend des couches d'additifs [-].
Valeur proche de 0,1 pour un contact acier/acier.
- S_{crit} : coefficient critique de stick-slip [-]
- a : Demi largeur de contact [m]
- E' : module d'Young équivalent [Pa]
- m_2 : moyenne quadratique des pentes du profil [rad²] égal à $(R_{dq})^2$

Avec :

$$R_{dq} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L \left(\frac{dZ}{dx} \right)^2 dx} \quad (I.42)$$

I.3.4 LE FROTTEMENT PAR ROULEMENT HYDRODYNAMIQUE

Dans le cas d'un contact EHD, le lubrifiant qui entre dans le convergent est à l'origine d'un effort résistant dû à l'écoulement de Poiseuille. L'épaisseur de film d'huile en entrée de contact est supérieure à celle au sein de la zone hertzienne, il y a donc un écrasement et une éjection autour du contact ponctuel.

Crook [CRO_63] démontre en 1963, que la contrainte due au roulement hydrodynamique dans le cas d'un contact EHD peut s'exprimer sous la forme :

$$\tau_r = -\frac{dp}{dx} \frac{h}{2} \quad (I.43)$$

Ainsi il apparaît que les zones qui contribuent le plus à la résistance au roulement sont celles où coexistent un fort gradient dans la direction de roulement et une épaisseur de film significative. C'est-à-dire notamment à l'entrée du contact.

Afin de déterminer ces contraintes, il est donc nécessaire de connaître précisément la distribution de pression et l'épaisseur de film d'huile [SAD187] :

- dans le convergent
- dans la zone de Hertz
- en sortie de contact

De nombreux auteurs ont contribué à l'estimation de la force de roulement hydrodynamique résultante par une intégration du champ de contrainte: [ARC175] [ARC275], [GOK_78], [TEV_79], [HAM_84], [HOU_85], [HOU_87], [BIB110], [BIB210].

I.3.5 LA TEMPERATURE FLASH

I.3.5.1 HISTORIQUE

La génération de chaleur au sein du contact due au glissement et au roulement hydrodynamique se traduit par un échauffement local du contact. Etant donnée la surface réduite de la zone où cette chaleur est générée, il y a un phénomène de striction du flux de chaleur qui se traduit par un échauffement qui peut être très important. C'est la « température flash ».

En 1937, Blok présente une étude analytique des températures de surfaces pour des transmissions par engrenages [BLO_37]. Il constate en effet que les effets thermiques localisés au contact peuvent être fortement dommageables pour la tenue mécanique du système. La théorie qu'il met alors au point fait encore aujourd'hui référence.

En 1942, Jaeger décrit les bases théoriques de l'échauffement d'un solide semi infini soumis à une source de chaleur mobile rectangulaire [JAE_42]. Archard améliore ces approches en prenant en compte l'évacuation de la chaleur par le lubrifiant [ARC_58].

Les solutions analytiques sont souvent difficiles à obtenir en raison des : (i) conditions aux limites non homogènes (sources de chaleur locales), (ii) déplacements relatifs des sources par rapport aux massifs, (iii) faible dimensions des sources par rapport aux solides. Plusieurs auteurs présentent ainsi des études semi analytiques de l'échauffements dans un contact bille bague : [NEL_96], [BAI_03]. Des approches de type numérique [BOH_98] existent également en s'attachant à l'influence de la température sur le comportement en fatigue.

Dans le cas d'une lubrification mixte, les transferts thermiques dans le contact résultent d'un équilibre entre la conduction via les aspérités et via le lubrifiant : [BAR_94], [LAR_95].

I.3.5.2 FORMULATION DE LA TEMPERATURE FLASH

L'analyse de Blok porte sur l'échauffement d'un solide semi infini soumis à un flux de chaleur linéique de largeur $2a$ animé d'une vitesse V perpendiculaire à la direction linéique (figure I.10). La surface en dehors de la zone chauffée est considérée comme adiabatique. L'hypothèse principale repose sur le fait qu'à haute vitesse, on se rapproche du cas d'une alimentation instantanée, c'est-à-dire un coup de chaleur sur toute la surface plane. La pénétration de la chaleur est supposée normale à la surface.

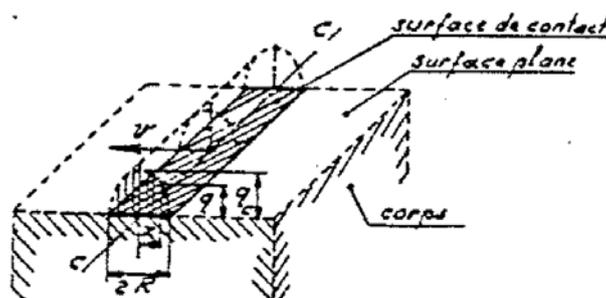


figure I.10 - Déplacement d'une source de chaleur mobile sur un solide semi infini [BLO137]

Dans un massif semi infini soumis à l'instant u à une impulsion d'énergie uniforme en surface $E(u)$, la hausse de température à l'instant (t) , s'écrit sous la forme :

$$\Delta T(z, t) = \frac{E(u)}{\rho \cdot C_p \sqrt{\pi \alpha (t-u)}} \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-u)}\right) \quad (\text{I.44})$$

Où :

- ΔT : hausse locale de température [$^{\circ}\text{C}$]
- z : profondeur [m]
- t : temps [s]
- u : instant de l'impulsion [s]
- E : Energie surfacique [$\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$]
- α : diffusivité thermique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ : masse volumique [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- C_p : chaleur spécifique [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$]

L'impulsion d'énergie $E(u)$ correspond au flux de chaleur $q(u)$ dissipée pendant un intervalle de temps élémentaire (du).

$$E(u) = q(u)du \quad (\text{I.45})$$

La hausse de température due à l'application d'un flux de chaleur $q(u)$ de l'instant t_1 à t_2 , s'exprime ainsi par intégration temporelle :

$$\begin{aligned} \Delta T(z, t) &= \int_{t_1}^{t_2} \frac{2q(u)}{\rho \cdot C_p \sqrt{\pi \alpha (t-u)}} \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-u)}\right) du \\ &= \left[\frac{q}{k} \left(\sqrt{\frac{4\alpha(t-u)}{\pi}} \exp\left(-\frac{z^2}{4\alpha(t-u)}\right) + z \cdot \text{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}}\right) \right) \right]_{t_1}^{t_2} \end{aligned} \quad (\text{I.46})$$

Où :

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

En considérant que l'échauffement maximum se produit en surface ($z=0$) et en appliquant la source de chaleur à $t_1=0$, l'estimation de la température pour $t_2=t$ conduit à :

$$\Delta T(z=0, t) = \frac{q}{k} \sqrt{\frac{4\alpha t}{\pi}} \quad (\text{I.47})$$

En considérant une source de chaleur rectangulaire de dimension $2a$ dans le sens du déplacement et $2b$ dans le sens perpendiculaire, le flux de chaleur surfacique moyen s'exprime par :

$$q = \frac{Q}{4ab} \quad (\text{I.48})$$

Le calcul de la température est basé sur le temps pendant lequel un point fixe de la surface verra passer la source de chaleur, soit :

$$t = \frac{2a}{V} \quad (\text{I.49})$$

Ce qui entraîne que la température maximum atteinte en surface s'exprime par :

$$\Delta T_{\max} = \frac{Q}{4a.b.k} \sqrt{\frac{4\alpha}{\pi}} \frac{2a}{\sqrt{V}} \quad (\text{I.50})$$

Soit

$$\Delta T_{\max} = \frac{Q}{\sqrt{2}} \frac{\sqrt{\alpha}}{k} \frac{1}{\sqrt{\pi.b}\sqrt{a}\sqrt{V}} \quad (\text{I.51})$$

D'où la résistance thermique exprimée par Blok [BLO_63] :

$$R_{\text{th,max}} = \frac{1}{\sqrt{\pi.b}\chi\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (\text{I.52})$$

Avec :

$$\chi = \sqrt{k.\rho.Cp} \quad (\text{I.53})$$

Où :

- χ : effusivité thermique [$\text{W.s}^{1/2}.\text{m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$]

Cette résistance conduit à l'estimation de la température maximale atteinte dans le contact. Cependant il est également possible de raisonner en terme de température moyenne dans le contact, qui se définit par :

$$\Delta T_{\text{moy}} = \frac{V}{2a} \int_0^{\frac{2a}{V}} [\Delta T(z=0, t)] dt \quad (\text{I.54})$$

La résistance thermique correspondant à la température moyenne dans le contact correspond à celle associée à la température maximale pondérée par un coefficient estimé analytiquement [BLO_70] :

$$R_{\text{th,moy}} = \frac{0,69}{\sqrt{\pi.b}\chi\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (\text{I.55})$$

Muzichka estime quant à lui la résistance de contact associée à la température maximale dans un contact elliptique soumis à une distribution de flux non uniforme [MUZ_01] :

$$R_{th,max} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi^{3/2}} \left(\frac{a}{b}\right) \frac{1}{k.a.Pe} = \frac{1,416}{2b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (I.56)$$

Dans le cas de l'expression de la température moyenne au contact, cette résistance s'exprime alors sous la forme :

$$R_{th,moy} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{a}{b}\right) \frac{1}{k.a.Pe} = \frac{0,918}{2b.\chi.\sqrt{2a}\sqrt{V}} \quad (I.57)$$

Avec :

$$\alpha = \frac{k}{\rho.Cp} \quad (I.58)$$

$$Pe = \frac{a.V}{\alpha} \quad (I.59)$$

Il est à noter que cette approche reste valide pour un nombre Peclet (Pe) relativement élevé (supérieur à 10 [MUZ_01]). D'où la nécessité de vérifier cette valeur dans les différentes applications.

I.3.5.3 LE COEFFICIENT DE PARTAGE

La chaleur générée au contact entre deux solides se divise entre les deux massifs suivant un coefficient dit de partage. Cette répartition impacte directement la température de contact, en ce sens qu'elle est directement proportionnelle au flux de chaleur incident.

Une approche possible pour estimer cette répartition est de faire l'hypothèse que les deux corps ont la même température de contact et la même température de masse [ARC_56], [GUP_02]. En se basant sur la hausse de température de type Blok, ce coefficient de partage n'est donc plus dépendant que des caractéristiques des matériaux et de la vitesse des solides :

$$\phi_i = \frac{\rho_i Cp_i \sqrt{\alpha_i V_i}}{\rho_1 Cp_1 \sqrt{\alpha_1 V_1} + \rho_2 Cp_2 \sqrt{\alpha_2 V_2}} \quad (I.60)$$

Où :

- $i = 1$ ou 2 suivant le solide considéré
- ϕ_i : fraction de la chaleur passant dans le solide i [-]
- V_i : vitesse de déplacement du point géométrique de contact sur la surface i [$m.s^{-1}$]

NB : dans le cas de matériaux identiques et pour des conditions de roulement sans glissement le coefficient de partage vaut 0,5.

Gupta globalise cependant son approche en prenant en compte le roulement dans son ensemble et en considérant l'évacuation de la chaleur dans l'arbre, le carter et le lubrifiant (figure I.11). Cependant cette méthode ne prend pas en compte l'interconnexion des sources de chaleur entre elles.

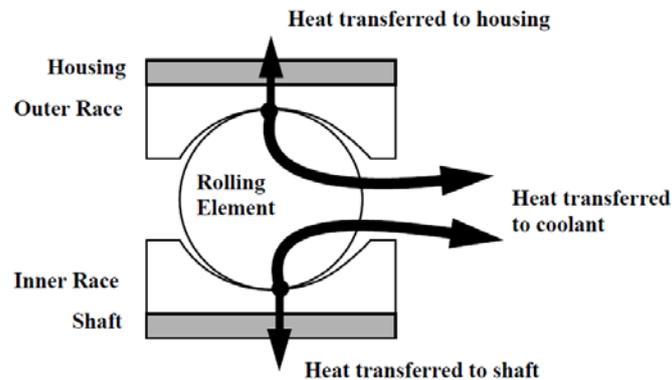


figure I.11 - Répartition des flux de chaleur dans un roulement à billes [GUP_02]

En 1994, Laraqui présente un modèle par différences finies d'un roulement à rouleaux dans lequel les coefficients de partage sont déterminés implicitement – figure I.12 [LAR_94]. L'étude de sensibilité révèle l'importance de la résistance thermique de contact sur l'évacuation de la chaleur dissipée (contacts bille/bague) par les bagues extérieures et les éléments roulants.

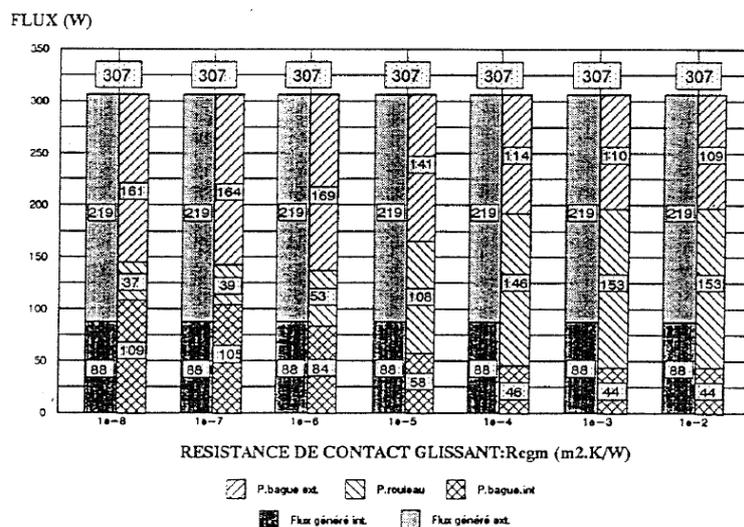


figure I.12 - Influence de la résistance de contact sur la répartition des flux de chaleur dans un roulement [LAR_94]

Harris dans son étude sur l'influence des effets thermiques sur la durée de vie met en avant l'importance de déterminer les températures de masses des différents composants [HAR_98]. Celles-ci d'après lui doivent être déterminées expérimentalement sur banc d'essais ou par une analyse thermique globale prenant en compte l'arbre et le carter.

De manière similaire, Ertz [ERT_02] dans ses travaux sur l'échauffement du contact roue rail, montre que les transferts thermiques dépendent de la température du rail (froid), de la roue (chaude) et des échanges convectifs entre la roue et l'air. Ce qui confirme la nécessité de déterminer la température de masse des solides en contact.

I.3.6 CONCLUSION

D'après l'étude précédente sur la modélisation mécanique et thermique d'un contact, il apparaît de manière notable que plusieurs inconnues doivent être déterminées :

- La puissance dissipée au contact.
- Le coefficient de partage de cette puissance entre les corps en contacts. La hausse de température dans le contact est directement proportionnelle au flux de chaleur. La détermination de ce paramètre est donc de première ordre pour la prédiction des mécanismes d'échauffement.
- La température de masse des solides en contact. Les analyses du contact présentées permettent d'estimer un échauffement relatif. La détermination de la température absolue au contact nécessite de connaître les températures de masse.

L'estimation des puissances dissipées est issue de l'analyse des efforts au contact (contraintes de cisaillement par glissement et par roulement hydrodynamique) et de la cinématique associée (champ de vitesse de glissement et de roulement). La détermination des températures de masse et répartitions de flux nécessite de résoudre simultanément les différents transferts de chaleur au sein du système complet. Ceci s'inscrit donc pleinement dans la résolution par réseau thermique détaillée précédemment.

I.4 ECHAUFFEMENT DES CONTACTS H.D. GLISSANTS DE TYPE PALIER

I.4.1 LES CONTACTS H.D. DANS LE ROULEMENT

Dans un roulement à billes soumis à des efforts axiaux et radiaux, la distribution de charge n'est pas en symétrie cyclique. Les angles de contacts sont différents pour chacun des éléments roulants qui n'ont donc pas tous la même cinématique.

Il est cependant nécessaire que tous les éléments roulants conservent en moyenne un espacement régulier les uns par rapport aux autres de manière à assurer le bon fonctionnement du mécanisme. La cage permet de répondre à ce besoin en positionnant chaque élément dans une alvéole. Elle supporte de ce fait les efforts s'opposant au mouvement imprimé par les contacts avec les bagues (figure I.13 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**). Le lubrifiant permet d'accommoder la différence de vitesse entre l'élément roulant et la cage et d'éviter un frottement sec entre les surfaces en contact.

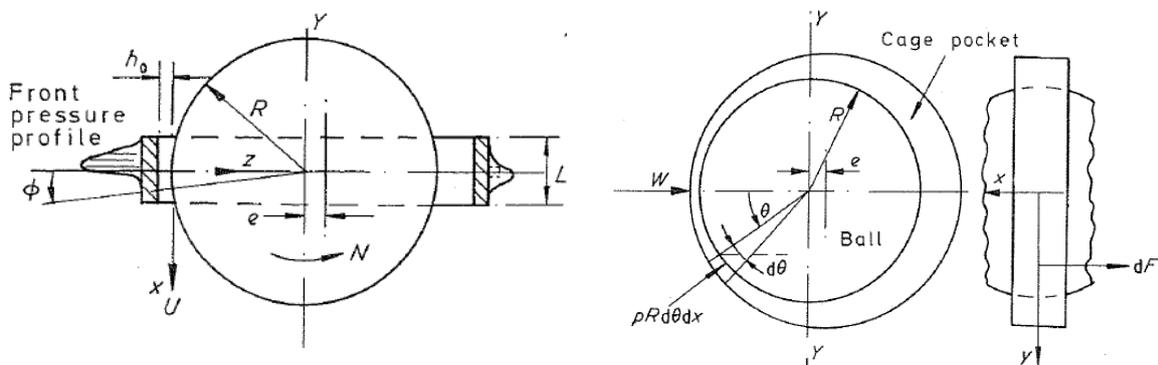


figure I.13 -Description du contact bille cage dans un roulement à billes [MOL_78]

La cage qui joue ainsi le rôle de séparateur doit cependant être guidée en rotation notamment dans les applications grande vitesse où le balourd provoqué par l'excentration du centre de gravité peut être fatale. Il est ainsi possible de guider la cage par la bague intérieure ou par la bague extérieure (figure I.14). Dans le premier cas, la cage aura tendance à être entraînée (bague mobile) mais sera sensible au balourd et nécessite donc un très bon équilibrage. Dans le second cas la cage sera freinée par la bague extérieure (fixe) et sera plus sensible au phénomène de serrage (rattrapage du jeu de fonctionnement par dilatation différentielle et centrifugation).



figure I.14 - Guidage de la cage par bague intérieure ou par bague extérieure [HAR_73]

Aux vues :

- des surfaces en contact,
- de leur conformité,
- des efforts exercés aux contacts cage/bague et cage/éléments roulants,
- et de la vitesse élevée,

les pressions de contact sont faibles et les déformations locales (de type Hertz) des solides sont négligeables face aux épaisseurs de film d'huile. La lubrification est alors supposée purement hydrodynamique et décrite par la théorie des paliers fluides.

I.4.2 ESTIMATION DES EPAISSEURS DE FILM

Il existe un jeu de fonctionnement entre l'alvéole et l'élément roulant ainsi qu'entre la cage et la bague de guidage. En raison des efforts appliqués qui induisent une différence de vitesse épicycloïdale, il existe une excursion des éléments les uns par rapport aux autres. L'élément roulant se déplace dans son alvéole et la cage a un mouvement orbital qui lui est propre.

Dans le cas d'un roulement à billes à contact oblique utilisé comme butée dans les turbines à gaz, le comportement de chaque bille peut être supposé identique si les efforts radiaux sont négligés. De ce fait l'effort normal au contact cage/bille provient uniquement de l'équilibre des efforts d'entraînement et de freinage de la bague intérieure et extérieure sur la cage selon le guidage. Cet effort étant faible, l'hypothèse est de dire que les billes restent centrées dans leur alvéole et que le jeu de fonctionnement est totalement gavé d'huile. De manière analogue l'hypothèse est faite de considérer que la cage reste parfaitement centrée par rapport à l'axe de rotation du roulement et que les jeux cage/bague sont totalement gavés d'huile.

Ainsi de manière analogue à Molina [MOL_78], les épaisseurs de film sont des entrées du modèle de frottement.

I.4.3 LES EFFORTS DE FROTTEMENT HYDRODYNAMIQUE

L'analyse des travaux existants dans l'estimation des efforts de frottements aux contacts cage/bague et cage/bille, indique que les analyses de type palier fluide sont la plupart du temps retenues [HAR_73], [HAM183], [GUP_84], [NEL194].

Les modèles de frottement dans les paliers [FRE_90] distinguent trois cas en fonction du ratio entre la largeur du palier et son diamètre :

- ratio < 1/8 : palier court,
- ratio > 4 : palier long,
- palier de longueur finie (nécessite une résolution numérique).

Cependant lorsque l'excentricité est nulle, ces formulations sont identiques et conduisent au couple résistant suivant :

$$C_f = \frac{2\mu L \pi R^3 \Delta\omega}{\varepsilon} \quad (\text{I.61})$$

Où :

- C_f : couple de frottement [N.m]
- μ : 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 : jeu radial [m]

La bille possède une composante de rotation coaxiale à l'axe de rotation de la cage et une composante orthogonale. Gupta montre ainsi qu'il est possible d'additionner les effets de type palier court pour la composante orthogonale et de type palier long pour la composante coaxiale [GUP_84].

I.4.4 EVACUATION DE LA CHALEUR DISSIPEE

Le couple résistant existant aux contacts cage/bague et bille/cage se traduit par une dissipation de chaleur qui induit une élévation de température des différents composants. L'approche de type palier fluide retenue pour l'analyse du frottement est retenue également pour l'estimation des transferts thermiques. Ainsi Rumbarger dans son modèle thermo mécanique d'un roulement aéronautique [RUM_73] se base sur les travaux de Gazley [GAZ_58] et Bjorklund [BJO_59] sur les transferts thermiques entre deux cylindres tournants concentriques. Des approches plus récentes s'attachent à décrire numériquement les écoulements et les échauffements correspondants [HUA_06], [SAN_09].

Ces approches caractérisent le coefficient d'échange convectif (proportionnel au nombre de Nusselt) par rapport au nombre de Taylor qui se définit par :

$$Ta = Re \sqrt{\frac{\varepsilon}{R}} \quad (\text{I.62})$$

Où :

- Re : nombre de Reynolds [-]
- ε : jeu radial [m]
- R : rayon du palier [m]

Avec :

$$Re = \frac{\rho \cdot \varepsilon \cdot (\omega \cdot R)}{\mu} \quad (\text{I.63})$$

Où :

- ρ : densité [kg.m^{-3}]
- μ : viscosité dynamique [Pa.s]
- ω : vitesse de rotation angulaire relative [rad.s^{-1}]

Torii en 1998, met en évidence quant à lui l'influence du nombre de Prandtl sur la distribution de vitesse et de température (figure I.13). Une augmentation du nombre de Prandtl se traduit ainsi par une augmentation des échanges convectifs.

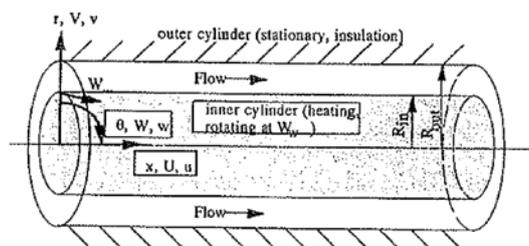


figure I.15 - Transferts thermiques entre deux cylindres tournants concentriques [TOR_98]

Les travaux menés par Taylor [TAY_35] et Gazley [GAZ_58] ont permis la formulation du nombre de Nusselt pour les différents régimes d'écoulement, en fonction du nombre de Taylor. Cette formulation est ainsi adaptée à l'aide des travaux de Torii [TOR_98] de manière à prendre en compte les effets du nombre de Prandtl :

$$\begin{cases} Ta < 41 & Nu = 2 \\ 41 < Ta < 100 & Nu = 0,212.Ta^{0,63} Pr^{0,27} \\ 100 < Ta & Nu = 0,386.Ta^{0,5} Pr^{0,27} \end{cases} \quad (I.64)$$

Avec :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.65)$$

où :

- α : diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]

NB : Il est à noter que pour des vitesses de rotation faibles, autrement dit un nombre de Taylor faible, l'échange thermique est uniquement dû à la conduction.

L'expression du nombre de Nusselt permet ainsi par la suite d'exprimer une résistance thermique entre les solides constituant le palier et l'huile.

I.5 – RESOLUTION DU COUPLAGE THERMO MECANIQUE

La génération de chaleur dans un système se traduit par un échauffement de celui-ci et les propriétés du lubrifiant s'en trouvent affectées, modifiant de ce fait les pertes de puissance. Il existe ainsi un couplage thermo mécanique qui régit l'équilibre entre la distribution de température au sein système et les différentes puissances dissipées.

I.5.1 SYSTEME DE RESOLUTION

I.5.1.1 LE SYSTEME DE TRANSFERTS THERMIQUES

Après avoir discrétisé le système à étudier en différents nœuds, il est nécessaire de caractériser les différents transferts thermiques qui existent entre chacun d'eux par des résistances thermiques. Pionnier dans ce domaine, Harris [HAR_63] applique cette démarche pour l'étude de l'échauffement d'un roulement à rouleaux utilisé dans des applications navales (figure I.16).

Temperature Node	A	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	---	---	---	convection (1)(1)(2)	convection (1)(1)(2)	convection (1)(1)(2)	---	---	convection (1)(1)(2)	---
2	conduction (2)	---	---	conduction (1)(2)	---	---	---	---	---	---
3	---	convection (1)(1)(2)	conduction (1)(2)	---	conduction (1)(2)	---	---	---	---	---
4	---	convection (1)(1)(2)	---	conduction (1)(2)	heat generated (1)(1)(2)(1)(2)	---	---	---	---	---
5	---	convection (1)(1)(2)	---	---	---	heat generated (1)(1)(2)(1)(2)	conduction (1)(2)	---	---	---
6	---	---	---	---	---	conduction (1)(2)	---	conduction (1)(2)	conduction (1)(2)	---
7	convection (1)(1)(4) radiation (1)(2)	---	---	---	---	---	conduction (1)(2)	---	conduction (1)(2)	conduction (1)(2)
8	---	convection (1)(1)(2)	---	---	---	---	conduction (1)(2)	conduction (1)(2)	---	conduction (1)(2)
9	convection (1)(1)(4) radiation (1)(2)	---	---	---	---	---	---	conduction (1)(2)	conduction (1)(2)	---

figure I.16 - Matrice d'échanges thermiques pour un roulement à rouleaux [HAR_63]

I.5.1.2 LE SYSTEME D'EQUATIONS

Le premier principe de la thermodynamique est appliqué de manière discrète à tous les nœuds du réseau de la manière suivante :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i C_{p_i}} \left[Q_i - \sum \frac{(T_i - T_j)}{R_{th,ij}} \right] \quad (I.66)$$

Où :

- T_i : température du nœud i [°C]
- T_j : température du nœud j [°C]
- t : variable temporel [s]
- $R_{th,ij}$: résistance thermique entre les nœuds i et j [°C.W⁻¹]
- m_i : masse du nœud i [kg]
- C_{p_i} : chaleur spécifique du nœud i [J.kg⁻¹.°C⁻¹]

En suivant les notations introduites par Changenet [CHA_06], il est possible d'exprimer cette relation sous la forme matricielle suivante :

$$[M]\{T'\} = \{Q\} - [S]\{T\} \quad (I.67)$$

La matrice d'inertie thermique [M] s'exprime par :

$$\begin{cases} i \neq j & M_{ij} = 0 \\ i = j & M_{ii} = m_i C p_i \end{cases} \quad (\text{I.68})$$

La matrice de conductance [S] s'exprime quant à elle en fonction des inverses des différentes résistances thermiques sous la forme :

$$\begin{cases} i \neq j & S_{ij} = -\frac{1}{R_{th,ij}} \\ i = j & S_{ii} = \sum_{(k=1 \text{ et } k \neq i)}^n \frac{1}{R_{th,ik}} \end{cases} \quad (\text{I.69})$$

Où :

- {T} : vecteur des températures [°C]
- {T'} : vecteur des dérivées des températures par rapport au temps [°C.s⁻¹]
- {Q} : vecteur des flux de chaleur [W]
- [S] : matrice de conductance thermique [W.°C⁻¹]
- [M] : matrice d'inertie thermique [J.°C⁻¹]
- n : nombre de nœuds total du réseau thermique [-]

I.5.1.3 L'ADIMENSIONNEMENT

Dans ses travaux sur la lubrification des contacts EHD sous alimentés, Damiens présente une résolution numérique basée sur un adimensionnement des variables manipulées [DAM_03]. Cette approche présente deux avantages majeurs :

- Les valeurs numériques des variables manipulées sont proches de l'unité. Le conditionnement des équations est donc amélioré et les erreurs numériques, qui apparaissent lors de la phase de résolution, sont réduites.
- La combinaison des variables physiques, pour former des groupes sans dimension, permet de réduire le nombre de paramètres d'entrée du problème. Les études expérimentales et numériques s'en trouvent simplifiées.

Il est ainsi proposé d'utiliser le système adimensionné d'équation différentielle suivant pour le réseau thermique :

$$[\underline{M}]\{\underline{\theta}'\} = \{\underline{Q}\} - [\underline{S}]\{\underline{\theta}\} \quad (\text{I.70})$$

- {θ} : vecteur des températures adimensionnées [-]
- {θ'} : vecteur des dérivées adimensionnées des températures par rapport au temps [-]
- {Q} : vecteur adimensionné des flux de chaleur [W]
- [S] : matrice de conductance thermique adimensionnée [-]
- [M] : matrice d'inertie thermique adimensionnée [-]

Cette approche est basée sur les adimensionnements suivants :

a) Les températures sont adimensionnées par rapport à deux températures de références T_A et T_B :

$$\theta_i = \frac{T_i - T_A}{T_B - T_A} \quad (\text{I.71})$$

b) Le temps est adimensionné par rapport à une constante de temps (τ) du roulement :

$$\underline{t} = \frac{t}{\tau} \quad (\text{I.72})$$

Avec :

$$\tau = \frac{m_r \cdot C_{\text{acier}}}{S_{eq}} \quad (\text{I.73})$$

Où :

- m_r : masse du roulement [kg]
- C_p : chaleur spécifique du matériau de la bague extérieure [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$]
- S_{eq} : conductance thermique de référence [$\text{W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$]

c) Les conductances du réseau sont adimensionnées par rapport à une conductance de référence S_{eq} :

$$\underline{S}_{ij} = \frac{S_{ij}}{S_{eq}} \quad (\text{I.74})$$

Avec :

$$S_{eq} = \frac{2\pi k \cdot L}{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (\text{I.75})$$

Où :

- k : conductivité thermique du matériau de la bague extérieure [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}$]
- L : largeur du roulement [m]
- d_o : diamètre extérieure de la bague extérieure [m]
- d_i : diamètre intérieure de la bague extérieure [m]

d) Les masses (m_i) et les chaleurs spécifiques (C_{p_i}) de chaque noeud sont adimensionnées respectivement par rapport à la masse du roulement (m_r) et à la chaleur spécifique de l'acier ($C_{p_{\text{acier}}}$) :

$$\underline{m}_i = \frac{m_i}{m_r} \quad (\text{I.76})$$

$$\frac{Cp_i}{Cp_{acier}} = \frac{Cp_i}{Cp_{acier}} \quad (I.77)$$

e) L'adimensionnement des flux de chaleur s'exprime sous la forme :

$$\underline{Q}_i = \frac{Q_i}{(T_B - T_A) \cdot S_{eq}} \quad (I.78)$$

I.5.1.4 LA METHODE DE RESOLUTION

Deux types de conditions aux limites sont employés : i) température imposée (nœuds référencés L par la suite) et ii) flux de chaleur imposé (nœuds référencés U par la suite). De cette manière la matrice d'inertie thermique M, la matrice de conductance S et le vecteur des flux de chaleur externe Q, sont partitionnés. Ce qui conduit au système d'équations différentielles non linéaire suivant :

$$\begin{bmatrix} \underline{M}_{UU} & \underline{M}_{UL} \\ \underline{M}_{LU} & \underline{M}_{LL} \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} \underline{\theta}'_U \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{\theta}'_L \end{bmatrix} \right\} + \begin{bmatrix} \underline{S}_{UU} & \underline{S}_{UL} \\ \underline{S}_{LU} & \underline{S}_{LL} \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} \underline{\theta}_U \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{\theta}_L \end{bmatrix} \right\} = \left\{ \begin{bmatrix} \underline{Q}_U \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{Q}_L \end{bmatrix} \right\} \quad (I.79)$$

La résolution est alors ensuite basée sur un schéma d'intégration numérique d'Adams à pas variable [MAT_00]. Le pas de temps est ajusté par rapport à la vitesse de convergence pour faire face au mauvais conditionnement éventuel de la matrice de conductance pour certaines conditions opératoires.

Dans le cas d'une analyse en régime établi, les températures et les flux de chaleur inconnus sont alors déterminés de la manière suivante :

$$\begin{cases} \underline{\theta}_U = \underline{S}_{UU}^{-1} (\underline{Q}_U - \underline{S}_{UL} \cdot \underline{\theta}_L) \\ \underline{Q}_L = \underline{S}_{LU} \cdot \underline{\theta}_U + \underline{S}_{LL} \cdot \underline{\theta}_L \end{cases} \quad (I.80)$$

I.5.2 COUPLAGE THERMO MECANIQUE

I.5.2.1 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE SUR LA RHEOLOGIE DU LUBRIFIANT

La chaleur dissipée au sein d'un roulement se traduit par un échauffement des différents composants et affecte de ce fait la viscosité du lubrifiant [PIR_79], [RUM_73]. Le film d'huile qui sépare les surfaces en contact est alors modifié à son tour, ainsi que la puissance dissipée, ce qui a pour effet de créer un couplage thermo mécanique. De manière similaire Mian, présente un modèle couplant pertes de puissance et échauffement dans le cas d'un moteur thermique [MIA_95].

Dans son modèle de pertes de puissance dans une boîte de transmission grande vitesse, Nélias exprime différentes caractéristiques du lubrifiant en fonction de la température [NEL194]. Le lubrifiant utilisé correspond à une huile aéronautique de type MIL-L-23699.

Le comportement rhéologique du lubrifiant est représenté par quatre paramètres qui varient en fonction de la pression (p) et de la température (T) et sont donnés par Vergne [VER_95] :

- La viscosité dynamique

$$\mu = 25.10^{-3} \exp \left[0,75.p + 1,09. \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{313} \right) \right] \quad (\text{I.81})$$

- Le module d'élasticité :

$$G = 4,28.10^4 \exp \left[6,11.10^{-9}.p + 2,45.10^3. \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{300} \right) \right] \quad (\text{I.82})$$

- Le taux de cisaillement limite :

$$\tau_L = 1,56.10^5 \exp \left[2,41.10^{-9}.p - 7,86.10^2. \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{300} \right) \right] \quad (\text{I.83})$$

- La densité :

$$\rho(T) = 1013,4 - 0,752(T - 273,15) \quad (\text{I.84})$$

Ces paramètres sont déterminés par ajustement des résultats expérimentaux et des résultats théoriques obtenus par le modèle de Johnson et Tevaarwerk [TEV_77].

I.5.2.2 COEFFICIENT THERMIQUE DE REDUCTION D'ÉPAISSEUR DE FILM

Cheng [CHE_70] a été le précurseur dans l'estimation de la réduction de l'épaisseur de film d'huile due aux effets thermiques en entrée de contact qui se traduisent par une réduction de la viscosité. L'estimation de cette réduction a été quantifiée par Wilson [WIL_79] via un coefficient thermique qui corrige la formulation isotherme dans le cas de glissement nul :

$$\phi_T = \frac{1}{1 + 0,39. \left[-\frac{V_r^2}{k} \left(\frac{d\mu}{dT} \right) \right]^{0,548}} \quad (\text{I.85})$$

où :

- ϕ_T : coefficient de correction thermique de l'épaisseur de film [-]
- V_r : vitesse de roulement [m.s⁻¹]
- k : conductivité thermique du lubrifiant [W.m⁻¹.°C⁻¹]
- $\frac{d\mu}{dT}$: variation de la viscosité avec la température [Pa.s.K⁻¹]

Par la suite de nombreux auteurs se sont intéressés à la formulation de l'épaisseur de film en prenant en compte les effets thermiques [GOK_78], [SAD187], [HSI_94]. Il apparaît dans ces analyses que la majorité de la puissance dissipée est évacuée par les solides et qu'une part très faible est due au lubrifiant lui-même.

I.5.2.3 SCHEMAS NUMERIQUES

En régime permanent, le calcul des puissances dissipées est basé sur une approche quasi statique dans laquelle les efforts gyroscopiques et centrifuges appliquées sur les billes sont pris en compte. Ces pertes constituent alors les sources de chaleur du modèle thermique permanent. La distribution de température dans le roulement permet ensuite d'estimer les propriétés du lubrifiant ce qui conduit à une nouvelle évaluation des pertes de puissance. Le critère de convergence numérique de fin de processus itératif est défini par un écart entre deux itérations inférieur à 0,1% pour les pertes de puissance et pour les températures (cf. annexe 1).

L'analyse temporelle de l'échauffement du roulement est basée sur une analyse à chaque pas de temps de l'équilibre thermo mécanique en prenant en compte l'inertie thermique (cf. annexe 1). L'inertie mécanique peut être pris en compte au travers de la vitesse d'arbre dont l'évolution peut être fixée en fonction d'une analyse de dynamique d'arbre.

I.6 CONCLUSION

Un palier à roulements permet d'imposer la position de l'arbre par rapport au carter. Les éléments roulants transmettent les efforts appliqués par l'arbre sur la bague intérieure à la bague extérieure fixe par rapport au carter. Ils facilitent ainsi la rotation de l'arbre par rapport au carter. Il est cependant nécessaire de lubrifier le roulement afin de réduire les frottements aux contacts (bille/bague, bille/cage, cage/bague), en séparant les surfaces correspondantes par un film d'huile.

En raison des fortes pressions de contact entre les billes et les bagues (de l'ordre du giga pascal) et du comportement piezo visqueux du lubrifiant, celui-ci transmet des pressions et des contraintes très élevées lors de son passage dans le contact. La déformation des corps roulants devient alors significative vis-à-vis de l'épaisseur de film d'huile et la lubrification est alors dite Elastohydrodynamique.

La différence entre la vitesse de cage estimée sur la base de roulement pur des éléments roulants et la vitesse de cage constatée expérimentalement traduit la notion de glissement : le glissement de cage. De plus en raison de la dissymétrie des angles de contacts intérieur et extérieur provoquée par les effets centrifuges, le mouvement des billes se caractérise par un pivotement relatif aux contacts bille/bague. Ces deux phénomènes conduisent ainsi à une vitesse de contact différentielle et au cisaillement du film d'huile. La dissipation de chaleur associée ainsi que celle engendrée par les efforts de roulement hydrodynamique, provoquent alors un échauffement local du contact. Il est possible d'estimer cet échauffement en se servant de la théorie de Blok qui base son analyse sur un massif semi infini sur lequel se déplace une source de chaleur mobile.

Parallèlement à ceci, le film d'huile qui se forme entre les billes et la cage ainsi qu'entre la cage et les bagues est également cisailé et dissipe de ce fait une certaine chaleur. En utilisant la théorie des paliers fluides, il est alors possible d'estimer les pertes de puissance et l'échauffement associés.

Ces approches nécessitent néanmoins de déterminer la manière dont la chaleur dissipée se répartie entre les corps en contact ainsi que leur température de masse respective. Une résolution par réseau thermique est alors envisageable. Il s'agit ainsi de discrétiser le mécanisme considéré par un ensemble de nœuds isothermes (bague, bille, ...) reliés les uns aux autres par des résistances thermiques. Celles-ci caractéristiques des différents types de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) permettent alors d'exprimer l'équilibre thermique entre les sources et les puits de chaleur.

L'échauffement a pour conséquence de modifier les caractéristiques du lubrifiant et d'affecter de ce fait les pertes de puissance associées. L'équilibre thermo mécanique est résolu en couplant simultanément le calcul des pertes de puissance et de l'échauffement du roulement.

CHAPITRE II

SENSIBILITE DU MODELE

II.1 – INTRODUCTION

II.2 – ESTIMATION DES SOURCES DE CHALEUR

II.3 – RESEAU THERMIQUE D'APPROCHE

**II.4 – SENSIBILITE DU MODELE AUX LOIS D'ECHANGES
THERMIQUES**

**II.5 – SENSIBILITE DU MODELE A LA LOCALISATION DES
SOURCES DE CHALEUR**

II.6 – CONCLUSION

II.1 – INTRODUCTION

Dans un roulement, la lubrification est nécessaire pour accommoder le mouvement relatif des surfaces des différentes pièces en contacts par la formation d'un film d'huile. Par cisaillement, celui-ci dissipe une certaine chaleur qui s'évacue à la fois dans les massifs en contact et dans le lubrifiant lui-même. Afin d'estimer l'échauffement correspondant, il est nécessaire de connaître la distribution des flux de chaleur et la température de masses des différents éléments. Dans cet objectif, nous avons développé un modèle de couplage thermo mécanique. Nous avons choisi dans un premier temps de nous intéresser aux roulements à billes à contacts obliques, grande vitesse.

Des résultats concernant les pertes de puissance et l'échauffement dans un roulement à billes seront présentés. Ils montrent par exemple que le paradigme concernant la prise en compte ou non des forces de roulement hydrodynamiques et/ou des forces de traînée conduit à des comportements thermo mécaniques différents. Une application sera présentée sur un roulement à billes à $2,5 \cdot 10^6$ Ndm d'alésage 35mm, pour lequel des mesures de températures et de perte de puissance sont disponibles (publications NASA [SCH_80]). Une étude de sensibilité sur le modèle de pertes sera menée par la suite. Elle met en avant la prédominance de la perte par traînée aérodynamique sur les autres pertes à grande vitesse. Finalement une étude de sensibilité thermique sera détaillée, elle démontre notamment l'importance de l'étendu du système à considérer et des conditions aux limites à appliquer.

Le corps de ce deuxième chapitre comprend quatre volets. Tout d'abord nous nous intéresserons aux pertes de puissance dues aux forces de frottement et à la traînée aérodynamique dans un roulement à billes grande vitesse. Puis nous décrirons l'ensemble des hypothèses retenues pour la description des transferts thermiques implémentés dans le réseau thermique. Finalement dans un troisième et dernier temps, nous mènerons une étude de sensibilité du modèle thermo mécanique à la localisation des sources de chaleur et aux lois d'échanges thermiques.

II.2 – ESTIMATION DES SOURCES DE CHALEUR

Le roulement considéré pour la suite de l'étude est un roulement à billes à contact oblique à $2,5 \cdot 10^6$ Ndm utilisé comme butée dans les turbines à gaz. Pour des niveaux de balourds et de sollicitations dynamiques faibles, les efforts axiaux sont largement supérieurs aux efforts radiaux, ce qui permet de considérer que le comportement thermo mécanique du roulement peut être assimilé à une symétrie cyclique.

Celui-ci est composé de deux bagues (intérieure et extérieure) reliées l'une à l'autre par des billes maintenues en position grâce à une cage (figure II.1).

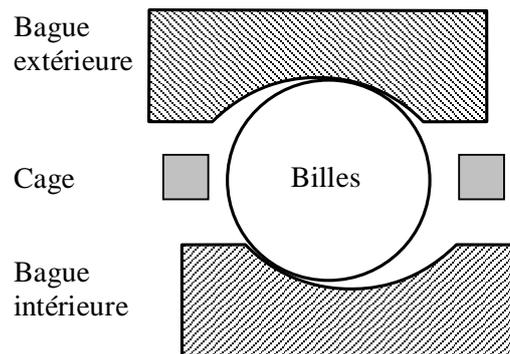


figure II.1 - Représentation schématique d'un roulement à billes

II.2.1 LA PERTE DE PUISSANCE AUX CONTACTS BILLES/BAGUES

Au niveau du contact billes/bagues, l'estimation de la perte de puissance nécessite de déterminer le champ de contrainte due au cisaillement du film d'huile et le champ de vitesse associé (glissement et roulement).

II.2.1.1 INTEGRATION DES CONTRAINTES DUES AU CISAILLEMENT DU FILM D'HUILE

Comme décrit dans le paragraphe I.3.2 sur les efforts dus au cisaillement du film d'huile au contact bille/bague, le taux de cisaillement fluide peut s'exprimer sous la forme :

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

Où :

- V_g : vitesse de glissement entre les deux solides [$m \cdot s^{-1}$]
- V_r : vitesse de roulement entre les deux solides [$m \cdot s^{-1}$]
- G : module élastique du lubrifiant [Pa]
- μ : viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]

- τ_N : taux de cisaillement newtonien [Pa]
- τ_L : taux de cisaillement limite [Pa]
- s : coordonnée relative au glissement [m]

Les forces centrifuges tendent à plaquer les billes vers le fond de la bague extérieure et l'angle de contact correspondant (α_o), est donc inférieur à l'angle de contact à vide (α^0). L'inverse se produit pour l'angle de contact intérieur (α_i). Le roulement sans pivotement est alors impossible simultanément sur les contacts bille/bague intérieure et bille/bague extérieure (figure II.2).

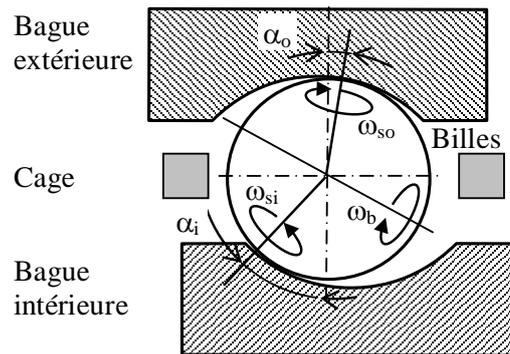


figure II.2 – Représentation schématique du pivotement de la bille par rapport aux bagues intérieures et extérieures dans le cas d'un roulement à billes grande vitesse

Ce pivotement est à l'origine d'une distribution de vitesse de glissement local non uniforme au sein du contact comme le montre la figure II.3. La déformation des surfaces en contact se traduit également par du glissement qui vient s'ajouter à celui du pivotement. Toutefois dans une première approche cette composante n'est pas considérée dans le calcul des pertes de puissance.

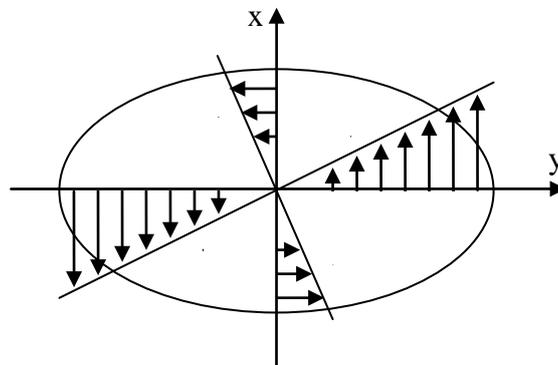


figure II.3 – Profil de vitesse dans un contact elliptique soumis à du pivotement pur

La vitesse de glissement local au point de coordonnées $\{x,y\}$ s'exprime donc alors par la relation :

$$Vg_p(x, y) = \omega_p \sqrt{x^2 + y^2} \quad (\text{II.2})$$

Où :

- V_g : vitesse de glissement entre les deux solides [m.s^{-1}]
- ω_p : vitesse de pivotement relative entre les deux solides [rad.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]

La formule de Dowson utilisée pour estimer les épaisseurs de film minimale et moyenne, ne prend pas en compte l'influence du pivotement. Il montre cependant en 1986 que celui-ci peut affecter le coefficient de frottement résultant [DOW186]. Pour des vitesses de pivotement représentatives des applications aéronautiques, l'impact du pivotement sur l'épaisseur de film minimum et sur la distribution de pression reste néanmoins faible [DOW_91]. Il est cependant nécessaire de prendre en compte l'asymétrie du contact en raison de la superposition du champ de vitesse engendré par le pivotement avec celui résultant du macro glissement.

Afin de déterminer la cinématique du roulement, il est nécessaire de connaître la vitesse relative au contact entre les billes et les bagues. L'hypothèse souvent retenue est de considérer qu'il y a « roulement sans glissement » à ces contacts, où autrement dit qu'il existe un point pour lequel les deux surfaces sont à vitesse identique. Cette approche permet d'estimer la vitesse de rotation de la cage, qui détermine la vitesse orbitale moyenne des billes.

A haute vitesse et pour de faibles charges axiales, il est constaté expérimentalement que la vitesse de la cage s'écarte de cette valeur théorique. Le terme de « glissement de cage » ou de « macro glissement » est alors employé et indique que les efforts transmissibles par les contacts sont inférieurs aux efforts de freinage. Ceci se traduit par un champ de vitesse de glissement local uniforme (V_{g_m}) détaillé dans la figure II.4 qui vient s'ajouter à celui évoqué précédemment. Dans les applications étudiées par la suite, le chargement axial sera tel que le glissement de cage puisse être négligé (pas de charge radiale).

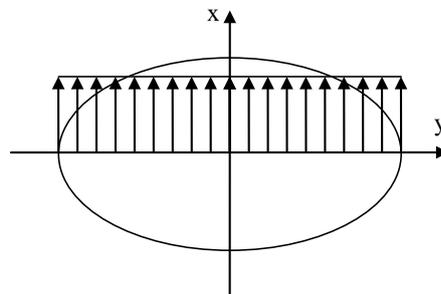


figure II.4 - Profil de vitesse dans un contact elliptique soumis à du glissement pur

En suivant les hypothèses précédentes, et de manière analogue à Chittenden [CHI_88], la perte de puissance par cisaillement du film d'huile peut être calculée en intégrant le produit du champ de contrainte et de vitesse de glissement total sur la surface de contact par :

$$P_{\text{cisaillement}} = 4 \int_0^a \int_0^b \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \left[\tau(x, y) \cdot (Vg_p(x, y) + Vg_m(x, y)) \right] dx dy \quad (\text{II.3})$$

Où :

- $P_{\text{cisaillement}}$: 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]

NB : Le problème étant axisymétrique, l'intégration est réalisée uniquement sur un quart du domaine total.

L'intégration des contraintes de cisaillement décrite précédemment se limite à la zone de Hertz. Les contraintes dues au cisaillement du ménisque d'huile ne sont quant à elles pas pris en compte. Celles-ci sont détaillées par Dietrich [DIE_69], qui présente ses travaux expérimentaux et numériques sur l'influence de la conformité des bagues sur le couple de pivotement (figure II.5). La conformité des bagues se définit par le rapport entre le rayon de gorge (r) et le diamètre de bille (D). Il est ainsi montré que le moment de pivotement dû aux contraintes de cisaillement en dehors de la zone de Hertz (calcul) ne représente que 3% du moment de pivotement total (mesure) pour une conformité égale à 0,51.

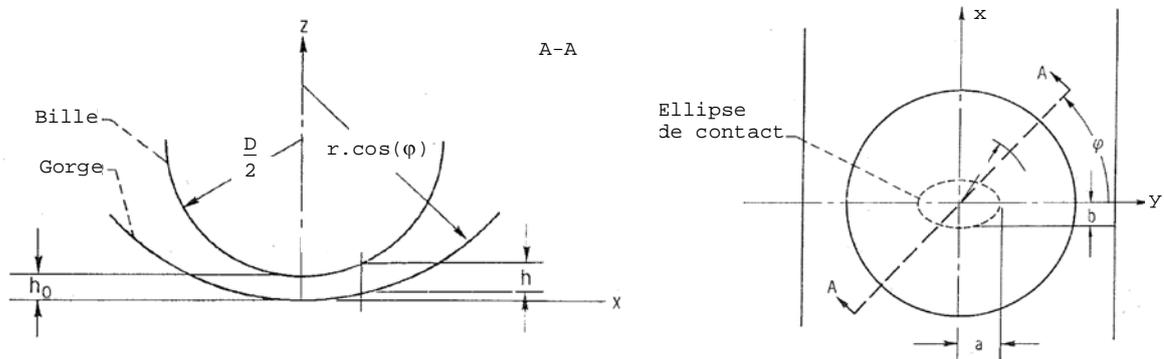


figure II.5 - Conformité des bagues dans un roulement à billes [DIE_69]

Les contraintes de cisaillement en dehors de la zone de Hertz sont estimées sur la base d'un modèle de palier fluide dont le jeu est fixé par l'écartement entre la bille et la gorge par

$$M_s = 4\rho v \omega_s \int_0^{\pi/2} \int_{r_0}^{K.D} \frac{r^3}{\left(D + h_0 - \frac{R_G}{\cos(\varphi)} \right) - \sqrt{D^2 - r^2} + \sqrt{\left(\frac{R_G}{\cos(\varphi)} \right)^2 - r^2}} d\varphi dr \quad (\text{II.4})$$

Avec :

$$r_0 = \frac{ab}{\sqrt{(a \sin \varphi)^2 + (b \cos \varphi)^2}} \quad (\text{II.5})$$

Où :

- a, b : rayons de l'ellipse de contact [m]
- D : diamètre de bille [m]
- R_g : rayon de la gorge de roulement [m]
- K : constante délimitant la zone d'intégration
- ω_s : vitesse de pivotement [rad.s⁻¹]
- ν : viscosité cinématique du lubrifiant [m².s⁻¹]
- ρ : densité du lubrifiant [kg.m⁻³]

Cependant cette intégration reste sujette à une définition arbitraire de l'étendue du ménisque. Dietrich montrant que la perte de puissance par cisaillement dans le ménisque reste faible par rapport aux autres [DIE_69], elle sera donc négligée dans la suite de l'étude.

II.2.1.2 INTEGRATION DES CONTRAINTES DUES AU ROULEMENT HYDRODYNAMIQUE

Comme détaillé dans le paragraphe I.2.3, il existe également une force de frottement qui prend son origine dans l'écoulement de Poiseuille. Il s'agit de l'écrasement et de l'éjection du lubrifiant dans le convergent du contact.

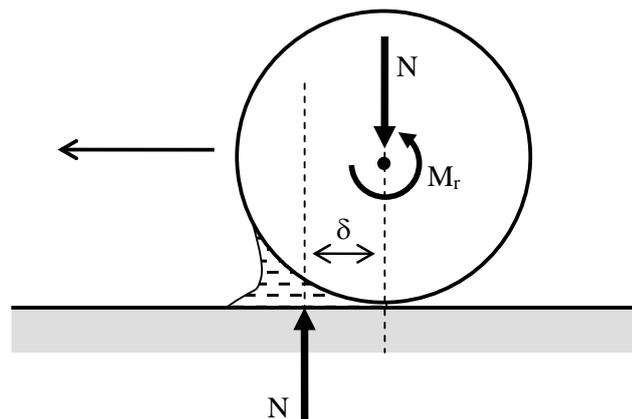


figure II.6 - Schématisation du phénomène de la résistance au roulement hydrodynamique
Tevaarwerk [TEV_79] démontre par intégration numérique que le centre d'application du champ de pression est décalé d'une valeur δ par rapport au niveau du centre du contact hertzien (figure II.6). Il propose alors une expression d'interpolation sous la forme :

$$P_{\text{roulementhydro}} = Z.N(\omega_1 + \omega_2)\delta \quad (\text{II.6})$$

Avec :

$$\delta = a \left[4,25.(G^*)^{0,022} .(W^*)^{-0,87} .\left(\frac{U^*}{2}\right)^{0,66} \right] \quad (\text{II.7})$$

Où :

- $P_{\text{roulementhydro}}$: perte de puissance par roulement hydrodynamique [W]
- δ : décalage du centre d'application de charge [m]
- N : charge normale au contact [N]
- Z : nombre de billes [-]

- ω_1 : vitesse de rotation du solide 1 [rad.s⁻¹]
- ω_2 : vitesse de rotation du solide 2 [rad.s⁻¹]
- G^* : paramètre adimensionné de matériau [-]
- U^* : paramètre adimensionné de vitesse [-]
- W^* : paramètre adimensionné de charge [-]

II.2.2 LA PERTE DE PUISSANCE AUX CONTACTS CAGE/BAGUES ET CAGE/BILLES

Comme décrit dans le paragraphe I.4.3 sur les efforts dus au cisaillement du film d'huile dans un palier, le couple de frottement peut s'exprimer sous la forme :

$$C_f = \frac{2\mu L \pi R^3 \Delta\omega}{\varepsilon} \quad (\text{II.8})$$

Où :

- C_f : couple de frottement dans un palier fluide [N.m]
- μ : 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 : jeu radial [m]

En prenant l'hypothèse que le jeu entre la cage et les billes est totalement gavé d'huile, cette approche peut être utilisée pour exprimer la perte de puissance. Ainsi dans le cas du contact lubrifié cage/bille la perte de puissance associée à la rotation orthogonale de la bille par rapport à la poche s'exprime sous la forme :

$$P_{\text{cage/bille}} = \frac{2Z\mu e_c \pi D^3 [\omega_b \cos(\beta)]^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.9})$$

Où :

- $P_{c/b}$: perte de puissance au contact cage/bague [W]
- ω_b : vitesse de rotation propre de la bille [rad.s⁻¹]
- e_c : épaisseur de la cage [m]
- D : diamètre de bille [m]
- β : inclinaison de l'axe de rotation de la bille par rapport à l'axe de rotation du roulement [rad]
- ε : jeu radial bille/cage [m]
- Z : nombre de billes [-]

La perte de puissance associée à la rotation coaxiale de la bille par rapport à l'axe du roulement est supposée négligeable.

En prenant l'hypothèse que le jeu entre la cage et les bagues intérieures et extérieures est totalement gavé d'huile, cette approche peut également être utilisée pour exprimer la perte de puissance associée. Ainsi dans le cas du contact lubrifié cage/bague la perte de puissance associée à la rotation orthogonale de la bille par rapport à la poche s'exprime sous la forme :

$$P_{\text{cage/bague}} = \frac{2 \cdot \mu \cdot L \pi \left(\frac{d}{2}\right)^3 (\Delta\omega)^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.10})$$

Où :

- $P_{c/b}$: perte de puissance au contact cage/bague [W]
- L : largeur du contact cage/bague [m]
- d : diamètre moyen du palier cage/bague [m]
- ε : jeu radial cage/bague [m]
- $\Delta\omega$: vitesse de rotation angulaire relative entre la cage et la bague considérée [rad.s⁻¹]

II.2.3 LA PERTE DE PUISSANCE PAR TRAÎNÉE AÉRODYNAMIQUE

II.2.3.1 FORMULATION DE LA PERTE

En 1971, Harris prend en compte l'effet de traînée aérodynamique exercée sur les billes dans son étude sur l'équilibre des forces dans un roulement à billes à contact oblique. En considérant le fluide environnant fixe par rapport au carter, le mouvement des billes est à l'origine d'une dissipation de puissance qui peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$P_{\text{traînée}} = Z \frac{\rho_{\text{eff}} C_D A}{2} \left(\frac{\omega_m d_m}{2}\right)^3 \quad (\text{II.11})$$

Avec:

$$A = D \left(\frac{\pi D}{4} - e_c\right) \quad (\text{II.12})$$

Où :

- $P_{\text{traînée}}$: perte de puissance par traînée aérodynamique [W]
- A : maître couple d'une bille auquel est retranché l'épaisseur de la cage [-]
- Z : nombre de billes [-]
- D : diamètre de bille [m]
- e_c : épaisseur de la cage [m]
- C_D : coefficient de traînée d'une bille [-]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- ω_m : vitesse orbitale de la bille par rapport au carter [rad.s⁻¹]
- ρ_{eff} : densité équivalente du brouillard d'huile [kg.m⁻³]

Dans cette approche, Harris utilise le coefficient de traînée d'une sphère isolée dans un milieu infini en faisant abstraction de l'influence des autres billes, de la cage et des bagues sur ce coefficient. Comme le montre la figure II.7, celui-ci évolue en fonction du nombre de Reynolds qui se définit par :

$$\text{Re} = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{II.13})$$

Où :

- V : vitesse d'écoulement du fluide par rapport au solide [m.s^{-1}]
- ν : viscosité cinématique du fluide [Pa.s]

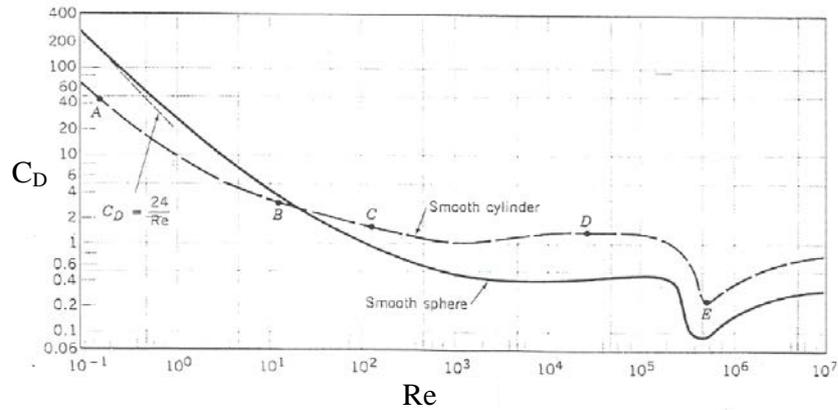


figure II.7 - Evolution du coefficient de traînée d'une sphère et d'un cylindre isolés en fonction du nombre de Reynolds [MIL_98]

Néanmoins la question de la définition des caractéristiques du brouillard d'huile dans lequel se déplacent les billes est très peu détaillée par Harris dans ces travaux. Diab [DIA_05] dans ses investigations sur les pertes de puissance par ventilation dans les engrenages haute vitesse, préconise l'utilisation de la loi de Isbin [ISB_57] pour évaluer les caractéristiques équivalentes :

$$\rho_{bro} = X \rho_{lub} + (1 - X) \rho_{air} \quad (\text{II.14})$$

$$\mu_{bro} = \frac{\mu_{lub}}{\frac{\mu_{lub}}{\mu_{air}}(1 - X) + X} \quad (\text{II.15})$$

Où :

- ρ_{bro} : densité du brouillard d'huile [kg.m^{-3}]
- ρ_{air} : densité de l'air [kg.m^{-3}]
- ρ_{lub} : densité du lubrifiant [kg.m^{-3}]
- μ_{brou} : viscosité dynamique du brouillard d'huile [Pa.s^{-1}]
- μ_{air} : viscosité dynamique de l'air [Pa.s^{-1}]
- μ_{lub} : viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s^{-1}]
- X : fraction volumique d'huile dans l'air [-]

II.2.3.2 MODELISATION DU BROUILLARD D'HUILE

En 1971, Poplawski souligne, dans une discussion, l'importance de l'estimation correcte des caractéristiques du brouillard d'huile pour la modélisation des roulements grande vitesse [HAR271].

L'huile injectée dans le roulement sous la forme d'un débit continu, se voit pulvérisée par les éléments se déplaçant à très grande vitesse. Il y a ainsi formation de gouttelettes d'huile en suspension dans l'air, ou autrement dit un brouillard d'huile. En 2002, Glahn propose une étude expérimentale de la formation de ce brouillard dans les chambres de roulement aéronautique [GLA_02]. Ses observations tendent à montrer que l'éjection du lubrifiant peut se faire selon trois modes suivant la vitesse de rotation : film complet, ligament et gouttes.

Des études portant sur la concentration en huile dans l'air respiré par un opérateur lors d'opération de tournage tendent à montrer des phénomènes analogues [CHE_01], [KO_03]. La figure II.8 illustre comment un jet d'huile est pulvérisé en rentrant en contact avec un arbre en rotation.

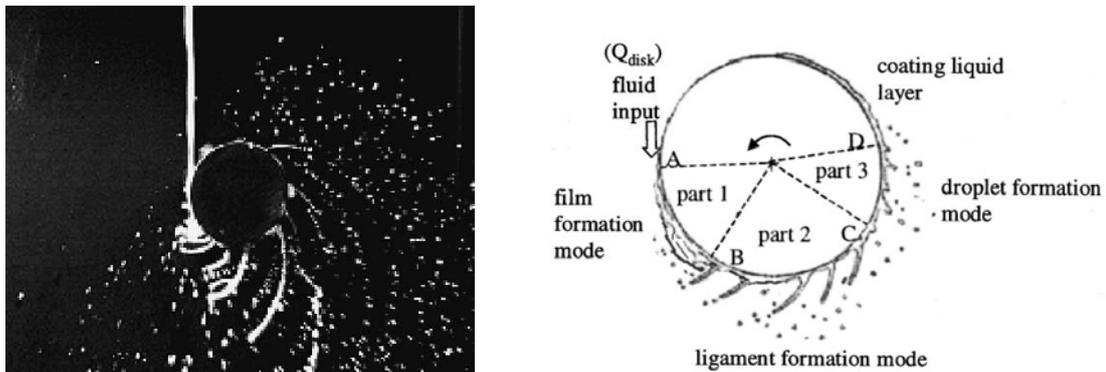


figure II.8 - Différents modes de pulvérisation d'un jet d'huile impactant un cylindre en rotation [CHE_01]

Ces approches permettent d'estimer un diamètre moyen des gouttes créées, mais peinent à exprimer la concentration du brouillard en huile, autrement dit la fraction d'huile. En effet celui-ci résulte d'un équilibre entre le débit d'entrée et le débit de sortie dans un volume qui est relativement difficile à estimer pour les roulements à billes.

L'estimation de la fraction d'huile apparaissant ainsi délicate, une étude de sensibilité sera menée par la suite de manière à quantifier son influence sur le comportement thermo-mécanique du roulement.

II.2.4 LOCALISATION DES DIFFERENTES SOURCES DE CHALEUR

L'analyse des différentes pertes de puissance montre ainsi l'existence de cinq sources de chaleur au sein du roulement :

- Q1 : le contact bille/bague extérieure
- Q2 : le contact bille/bague intérieure
- Q3 : le contact cage/bague
- Q4 : le contact cage/bille
- Q5 : la traînée aérodynamique

Etant donné qu'un débit d'huile traverse le roulement, il est supposé que les pertes dues à la cage et à la traînée sont appliquées sur un même nœud : l'huile au sein du roulement. Les pertes aux contacts bille/bague extérieure et bille/bague intérieure sont quant à elles appliquées réciproquement dans ces zones de contact comme illustré dans la figure II.9.

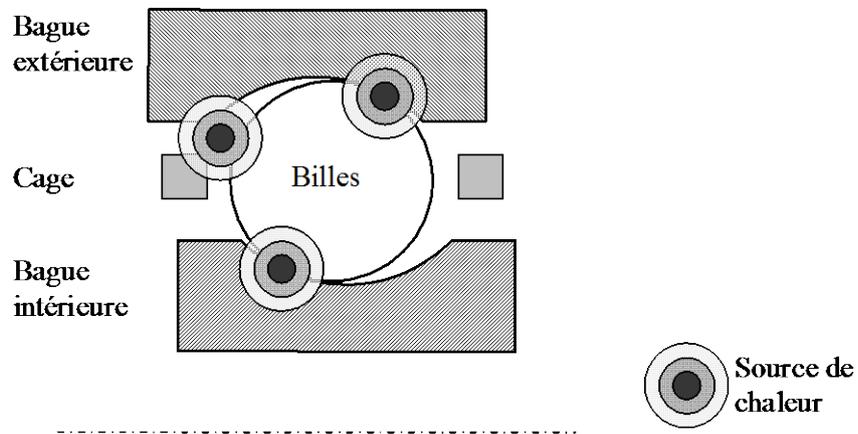


figure II.9 – Position des sources de chaleur au sein du roulement

II.3 – RESEAU THERMIQUE D'APPROCHE

Le développement du réseau thermique nécessite de déterminer l'étendu du système à considérer ainsi les conditions aux limites qui y sont appliquées. Dans cette partie, nous détaillons une configuration limitée au roulement, sur laquelle nous baserons par la suite des études de sensibilité.

II.3.1 DISCRETISATION NODALE

Le roulement considéré est un roulement à billes à contact oblique dans lequel le comportement thermo mécanique du roulement est assimilé à une symétrie cyclique. De ce fait la description thermique du roulement peut se faire dans le plan passant par son axe de rotation comme illustré par la figure II.10.

La discrétisation du système vise à obtenir les températures de masse des bagues extérieure {2} et intérieure {6}, des billes {4} et de la cage {8}. Les sources de chaleur sont appliquées aux contacts bille/bague extérieure {3} et bille/bague intérieure {5} ainsi que sur l'huile au sein du roulement {11}. L'entrée d'huile {10} et l'air de pressurisation {9} sont des nœuds à températures imposées, tout comme l'interface avec le carter {1} et celle avec l'arbre {7} qui délimitent le réseau. Le nœud {12} caractérise quant à lui l'échauffement de l'huile à sa sortie du roulement par rapport à son entrée {10}, [POU109], [POU209], [POU309], [POU409].

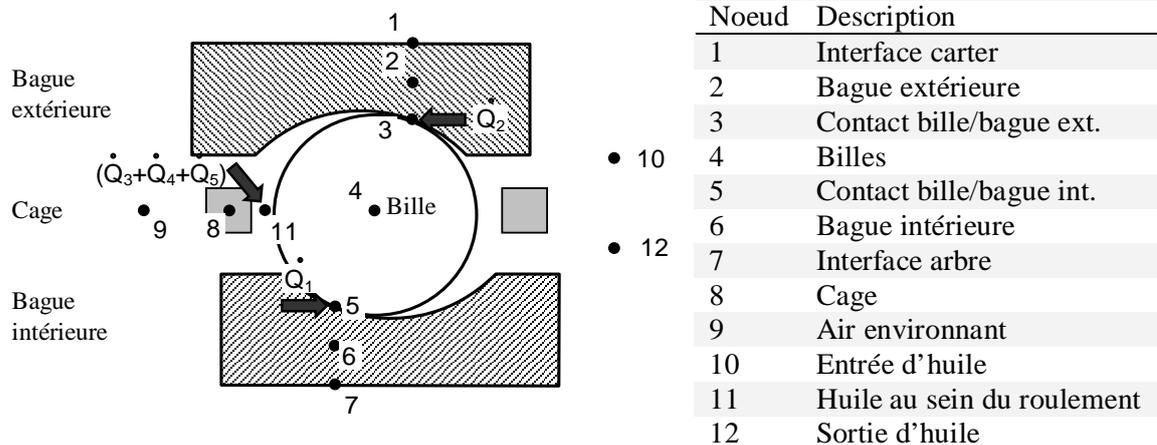


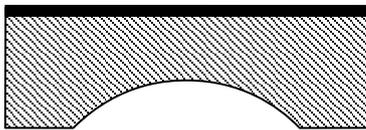
figure II.10 - Discrétisation nodale du roulement

II.3.2 LES TRANSFERTS DE CHALEUR

Dans un roulement à billes grande vitesse, lubrifié par jet d'huile, les principaux modes de transferts de chaleur sont la conduction et la convection. Les phénomènes convectifs sont prédominants sur les échanges radiatifs pour toutes les surfaces en contact avec de l'huile (ruissellement, brouillard). De plus, il est supposé que le comportement thermique du roulement est identique sur chacune de ses faces et que l'hypothèse de symétrie dans un plan orthogonal à l'axe de rotation du roulement, peut être appliquée.

Les représentations schématiques des paragraphes II.3.2.1 à II.3.2.12 mettent en avant les différents transferts de chaleur dans le roulement par des lignes noires grasses. Les expressions des différentes résistances thermiques introduites dans le chapitre précédent sont détaillées.

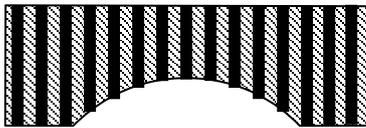
II.3.2.1 SURFACE DE CONTACT ENTRE LA BAGUE EXTERIEURE ET LE CARTER



Cette surface est considérée comme étant à température fixée par le milieu environnant.

Condition aux limites : température imposée

II.3.2.2 CONDUCTION DANS LA BAGUE EXTERIEURE (BE)



Conduction radiale {1-2}

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi k_{BE} L_{BE}} \ln \left(\frac{d_{o,BE}}{d_{i,BE}} \right)$$

Avec :

$$d_{o,BE} = d_m + D \cos(\alpha_o)$$

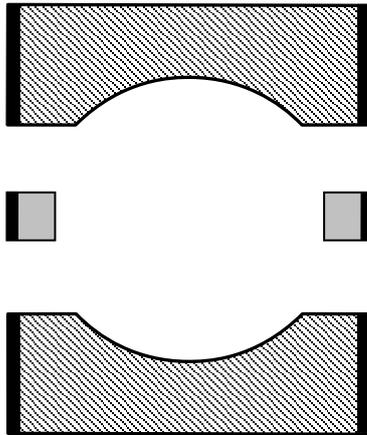
où :

- $d_{o,BE}$: diamètre extérieure de la bague [m]
- $d_{i,BE}$: diamètre intérieure de la bague [m]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- D : diamètre de bille [m]
- α_o : angle de contact extérieur [rad]
- L_{BE} : largeur de la bague de la bague extérieure [m]
- k : conductivité thermique du matériau de la bague extérieure [$W.m^{-1}.^{\circ}C$]

Hypothèses retenues :

- La conduction axiale est négligée [GUP_08]
- L'épaisseur de la bague est considérée à partir du point de contact bille/bague extérieure

II.3.2.3 CONVECTION SUR LES FLANCS DU ROULEMENT



Convection de type disque en rotation pour les flancs de la bague intérieure {6-9} et de la cage {8-9}

$$R_{th} = \frac{1}{Ah_c} = \frac{1}{A} \left(\frac{L}{k.Nu} \right)$$

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\omega(d_o + d_i)^2}{4\nu}$$

$$\text{Nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

- $Re < 2.5 \cdot 10^5$: $Nu = 0,4 Re^{0,5} Pr^{0,33}$
- $Re > 3.2 \cdot 10^5$: $Nu = 0,238 Re^{0,8} Pr^{0,6}$

$$\text{Surface d'échange : } A = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4}$$

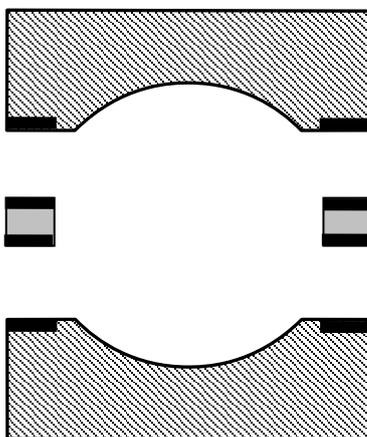
où :

- d_o : diamètre extérieure de l'élément [m]
- d_i : diamètre intérieure de l'élément [m]
- ω : vitesse de rotation de l'élément par rapport au carter [rad.s^{-1}]
- ν : viscosité du fluide environnant [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$]

Hypothèses retenues :

- Le fluide environnant est considéré être de l'air pur.
- La résistance de la bague extérieure {2-9} est déterminée par l'association en parallèle d'une résistance de convection naturelle (loi de plaque) et d'une résistance de rayonnement.

II.3.2.4 CONVECTION SUR LES SURFACES EN VIS-A-VIS ENTRE LA CAGE ET LES BAGUES



Convection de type palier fluide (cf §I.4.4)
{8-11}, {2-11}, {6-11}

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\omega d \varepsilon}{2\nu}$$

$$\text{Nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$\text{Nombre de Taylor : } Ta = Re \sqrt{\frac{2\varepsilon}{d}}$$

Nombre de Nusselt :

$$\begin{cases} Ta < 41 & Nu = 2 \\ 41 < Ta < 100 & Nu = 0,212.Ta^{0,63} Pr^{0,27} \\ 100 < Ta & Nu = 0,386.Ta^{0,5} Pr^{0,27} \end{cases}$$

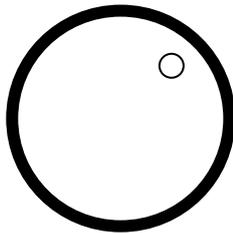
Surface d'échange : $A = \pi dL$

où :

- d : diamètre moyen du palier cage/bague [m]
- L : largeur des surfaces en regard entre la cage et les bagues [m]
- ε : jeu radial cage/bague [m]
- α : diffusivité thermique du fluide [$m^2.s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique du fluide [$m^2.s^{-1}$]
- ω : vitesse de rotation angulaire relative entre deux éléments tournants [$rad.s^{-1}$]

Hypothèse retenue : le fluide est purement composée d'huile (jeu complètement gavé).

II.3.2.5 CONVECTION SUR LA SURFACE DES BILLES



Convection de type sphère isolé dans un milieu infini [HOL_89] {4-11}

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\omega_m d_m D}{\nu}$$

$$\text{Nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Nu = (1,2 + 0,53.Re^{0,54}) Pr^{0,3} \left(\frac{\mu|_{T= T_{fluide}}}{\mu|_{T= T_{bille}}} \right)^{0,25}$$

Surface d'échange : $A = \pi D^2$

où :

- D : diamètre de bille [m]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- α : diffusivité thermique du fluide [$m^2.s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique du fluide [$m^2.s^{-1}$]
- μ : viscosité dynamique du fluide [Pa.s]
- ω_m : vitesse orbitale de la bille [$rad.s^{-1}$]

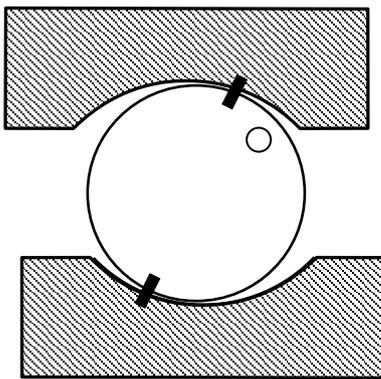
Hypothèses retenues :

- l'influence du confinement n'est pas prise en compte.
- Le fluide environnant est un brouillard d'huile.

L'estimation de l'échange convectif entre le brouillard d'huile et les surfaces en contact est conditionnée par les caractéristiques du brouillard d'huile. Des études numériques existent pour estimer les échanges de chaleur entre un fluide diphasique et un mur plat [TER_01] ou un cylindre [ALL_97]. Les conclusions tendent à montrer que l'augmentation de la fraction d'huile se traduit par une augmentation des échanges convectifs. Des analyses théoriques et expérimentales sur les écoulements dans un roulement noyé [FRU_94] estiment la nature des écoulements en son sein. Le recul insuffisant sur ces phénomènes ne permet pas de quantifier et qualifier précisément ces échanges thermiques. La transposition de ces conclusions sous la forme d'une résistance thermique associée est donc délicate du fait de l'absence de formulation du nombre de Nusselt.

Une étude de sensibilité doit être menée de manière à déterminer l'influence de ce paramètre sur le comportement thermo mécanique du roulement.

II.3.2.6 CONDUCTION AU NIVEAU DES POINTS DE CONTACT BILLES/BAGUES



Conduction de striction (cf §II.1.4.1)
{3-2}, {3-4}, {5-6}, {5-4}

$$R_{th} = \frac{0,918}{2b \cdot \chi \cdot \sqrt{2a} \cdot \sqrt{V}}$$

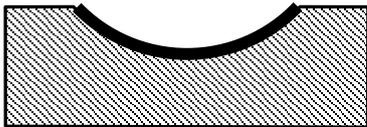
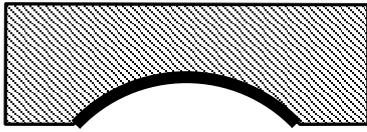
Où :

- a : demi ellipse de contact dans le sens du roulement [m]
- b : demi ellipse de contact dans le sens perpendiculaire au roulement [m]
- V : vitesse de roulement au contact [m.s⁻¹]
- α : diffusivité thermique [m².s⁻¹]

Hypothèses retenues :

- le temps de passage entre deux billes est suffisamment grand de manière à considérer que les bagues reprennent leur température de masse après le passage du contact (c.a.d. Pe<10)
- Toutes les billes sont associées en parallèle du fait de la symétrie cyclique.

II.3.2.7 CONVECTION SUR LA SURFACE DES GORGES DES BAGUES



Convection de type fluide sur plaque [HO_89]
{2-11}, {6-11}

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\omega_m d_m [\pi (d_m + D)]}{\nu}$$

$$\text{Nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\alpha}{\nu}$$

$$\text{Pour } \begin{cases} 10^3 < Re_x < 5 \cdot 10^5 \\ Pr > 0,5 \end{cases} \quad Nu_x = 0,332 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

Surface d'échange pour la gorge de bague
extérieure :

$$A = dA \left(\frac{d_m}{2}, \frac{D}{2}, \frac{d_i}{2} \right) - \left[\lim_{x \rightarrow \frac{d_m + D}{2}} dA(d_m, D, x) \right]$$

Surface d'échange pour la gorge de bague
intérieure :

$$A = \left[\lim_{x \rightarrow \frac{d_m - D}{2}} dA(d_m, D, x) \right] - dA \left(\frac{d_m}{2}, \frac{D}{2}, \frac{d_o}{2} \right)$$

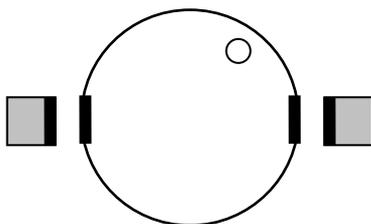
Avec :

$$dA(R, r, x) = 4\pi r \left[R \cos^{-1} \left(\frac{R-x}{r} \right) - \sqrt{r^2 - (R-x)^2} \right]$$

où :

- d_i : diamètre intérieure de la bague [m]
- D : diamètre de bille [m]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- ω : vitesse de rotation de l'élément par rapport au carter [rad.s⁻¹]

II.3.2.8 CONVECTION SUR LA SURFACE EN VIS-A-VIS ENTRE LA CAGE ET LES BILLES



Convection de type palier fluide (cf §II.2.4)
{8-11}

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\omega_b D \varepsilon}{2\nu}$$

$$\text{Nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\alpha}{\nu}$$

$$\text{Nombre de Taylor : } Ta = Re \sqrt{\frac{2\varepsilon}{d}}$$

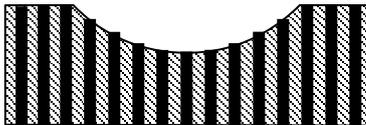
$$\left\{ \begin{array}{ll} Ta < 41 & Nu = 2 \\ 41 < Ta < 100 & Nu = 0,212.Ta^{0,63} Pr^{0,27} \\ 100 < Ta & Nu = 0,386.Ta^{0,5} Pr^{0,27} \end{array} \right.$$

Surface d'échange : $A = Z\pi Dt$

où :

- Z : nombre de billes [-]
- D : diamètre de bille [m]
- t : épaisseur de la cage [m]
- ε : jeu radial entre la bille et la poche [m]
- ρ : densité [kg.m^{-3}]
- ν : viscosité cinématique du fluide [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$]
- ω_b : vitesse de rotation propre de la bille par rapport à la cage [rad.s^{-1}]

II.3.2.9 CONDUCTION DANS LA BAGUE INTERIEURE (BI)



Conduction radiale {6-7}

$$R_{th} = \frac{1}{2\pi k_{BI} L_{BI}} \ln \left(\frac{d_{o,BI}}{d_{i,BI}} \right)$$

Avec :

$$d_{o,BI} = d_m - D \cos(\alpha_i)$$

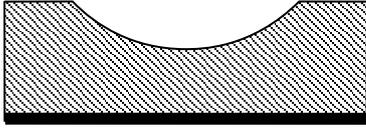
où :

- $d_{o,BI}$: diamètre extérieure de la bague [m]
- $d_{i,BI}$: diamètre intérieure de la bague [m]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- D : diamètre de bille [m]
- α_i : angle de contact intérieur [rad]
- L_{BI} : largeur de la bague intérieure [m]
- k_{BI} : conductivité thermique du matériau de la bague intérieure [$\text{W.m}^{-1}.\text{°C}$]

Hypothèses retenues :

- La conduction axiale est négligée [GUP_08]
- L'épaisseur de la bague est considérée à partir du point de contact bille/bague intérieure

II.3.2.10 SURFACE DE CONTACT ENTRE LA BAGUE INTERIEURE ET L'ARBRE



Cette surface est considérée comme étant à température fixée par le milieu environnant.

Conditions aux limites : température imposée

II.3.2.11 TRANSFERT DE CHALEUR VIA LE DEBIT D'HUILE

L'injection d'huile dans le roulement permet à la fois la lubrification des pièces en contact et l'évacuation de la chaleur générée. Dans l'hypothèse où la totalité de celle-ci est évacuée, l'élévation de température du lubrifiant entre son entrée et sa sortie peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m}C_p} \quad (\text{II.16})$$

Où :

- ΔT : échauffement du lubrifiant [$^{\circ}\text{C}$]
- Q : puissance dissipée au sein du roulement [W]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
- C_p : chaleur spécifique du lubrifiant [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$]

La figure II.11 représente l'échauffement de l'huile injectée à une température T_A avec un débit massique \dot{m} et qui en ressort à une température T_C .

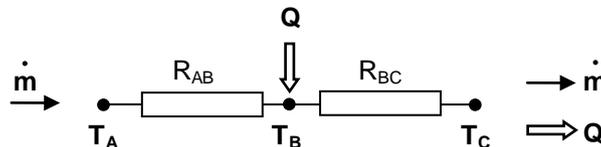


figure II.11 - Représentation schématique de l'évacuation de chaleur par transport de masse

La température d'échange avec le roulement T_B est supposée être une moyenne entre la température du lubrifiant en entrée T_A et en sortie T_C . Il est de ce fait possible d'exprimer la relation entre la puissance dissipée et la hausse de température par les relations suivantes :

$$\begin{cases} Q = \frac{\dot{m}C_p}{\Delta T} = \frac{(T_B - T_C)}{R_{AB}} = \frac{1}{R_{AB}} \left(\frac{T_A - T_C}{2} \right) \\ Q = \frac{\dot{m}C_p}{\Delta T} = \frac{(T_C - T_B)}{R_{BC}} = \frac{1}{R_{BC}} \left(\frac{T_A - T_C}{2} \right) \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

Ce qui permet par la suite d'exprimer les résistances thermiques de transport associées sous la forme :

$$R_{AB} = R_{BC} = \frac{1}{2 \dot{m} \cdot C_p} \quad (\text{II.18})$$

Un débit massique et une capacité thermique du lubrifiant importants se traduisent par des résistances faibles et de ce fait tendent à améliorer l'échange thermique roulement/lubrifiant. Ce qui diminue la température moyenne et de sortie du lubrifiant.

NB : le flux de chaleur imposé en T_B n'est pas forcément connu a priori car il résulte de l'équilibre thermique sur l'ensemble du réseau.

II.3.2.12 TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION DANS LES BILLES

Les billes sont supposées avoir une température de masse homogène et du fait du déplacement continu des sources chaleur sur leur surface, la conduction y est négligée. Cette hypothèse est vérifiée pour un nombre Biot inférieur à 0,1[HO_89].

II.3.3 CONNEXION DES NŒUDS ET MATRICE ASSOCIEE

Après avoir discrétisé le roulement en différents nœuds (figure II.10) et décrit les différents transferts thermiques, il est possible de connecter les nœuds par les résistances thermiques associées (figure II.13). Les différentes sources de chaleur apparaissent alors comme positionnées sur des nœuds où la distribution des flux ne peut être déterminée que par la résolution du système complet.

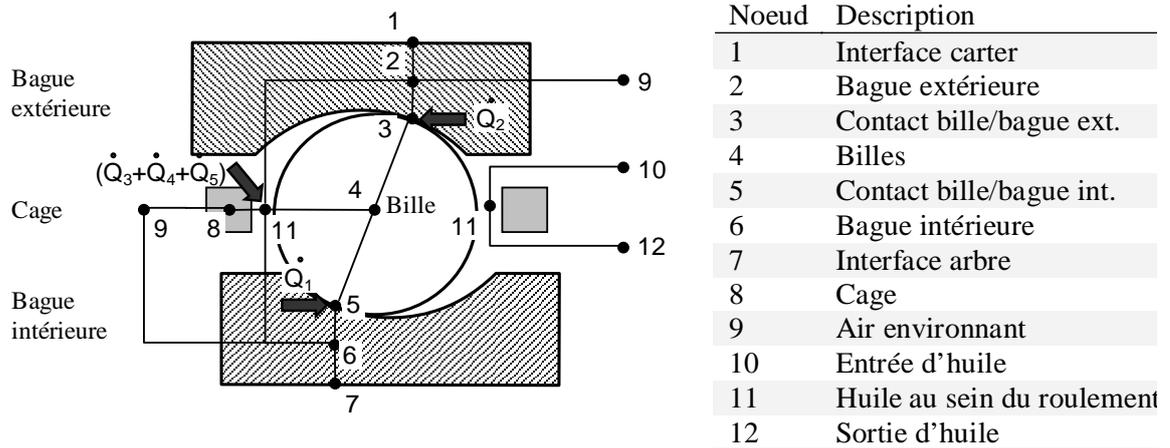


figure II.12 - Connexion des nœuds du réseau thermique

La schématisation des transferts thermiques peut se faire via une matrice d'échange (figure II.13), tel que le présente Harris dans son étude sur la thermique de roulements à rouleaux [HAR_63].

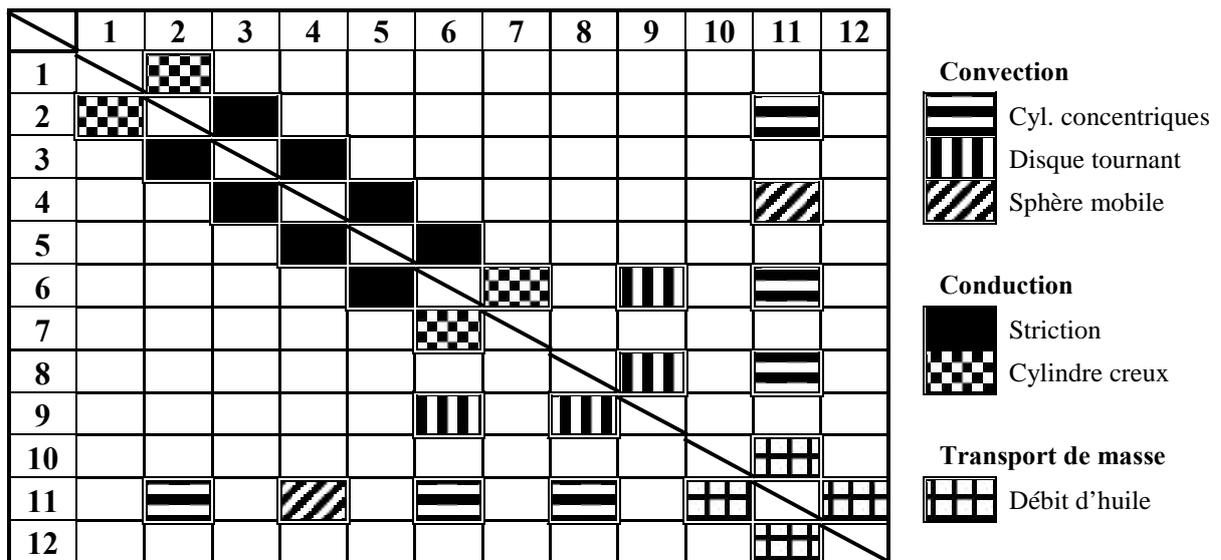


figure II.13 - Matrice des transferts thermiques au sein du roulement

II.4 – SENSIBILITE DU MODELE A LA LOCALISATION DES PERTES

Les sources de chaleur déterminées à partir des calculs de pertes de puissance (cf. §II.2) font partie des conditions aux limites imposées sur le réseau thermique du roulement (cf. §II.3). Dans cette partie, nous mettons en évidence l'existence de différentes approches concernant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique et/ou de la force de traînée aérodynamique. Il est ainsi démontré que chacune de ces approches conduit à des comportements thermo mécaniques différents.

II.4.1 ROULEMENT D'ETUDES

Le modèle détaillé précédemment est appliqué sur un roulement à billes à contacts obliques grande vitesse, utilisé dans plusieurs séries d'essais publiés par la NASA [SCH_80], [PIN_98]. Il s'agit d'un roulement de petite dimension (alésage 35mm, 16 billes diamètre 7,1mm). Il est soumis à une vitesse et une charge axiale maximales respectives de 72200trs/min et 1334N (figure II.14). La lubrification est assurée par un jet d'huile dirigé sur la bague intérieure et dont le débit maximal est de 114 l/h avec une huile de type MIL-L-23699 (5cSt @ 100°C).

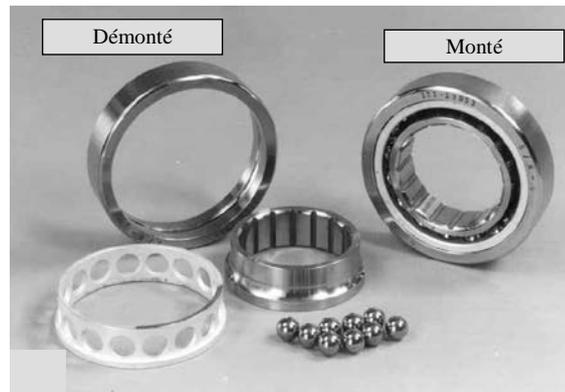


figure II.14 - Roulement à billes à contact oblique d'alésage 35mm [PIN_98]

Ce roulement est monté sur un banc d'essais (figure II.15) qui permet de mesurer à la fois la perte de puissance mécanique et les températures de l'arbre et du carter. La perte de puissance est estimée à partir de la mesure de vitesse de l'arbre et du couple exercée par la bague extérieure sur le carter.

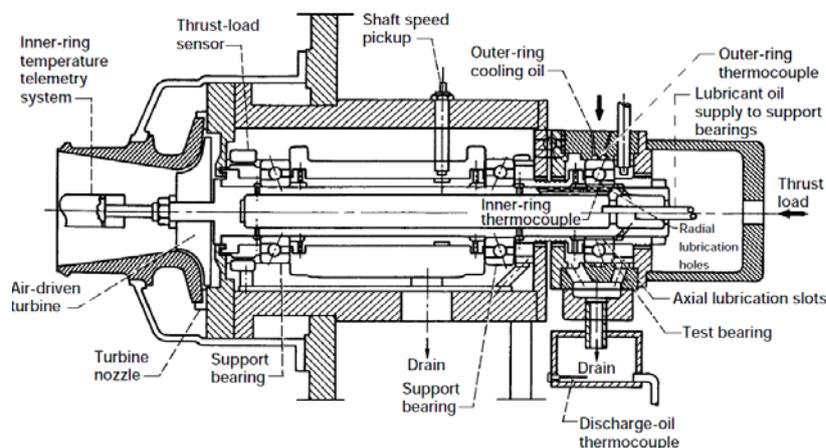


figure II.15 - Banc d'essais NASA pour roulements grande vitesse [PIN_98]

Les mesures de températures sur les bagues intérieures et extérieures sont utilisées comme conditions aux limites pour le réseau thermique décrit précédemment. La distribution des différentes sources de chaleur au sein du roulement est quant à elle évaluée en se basant sur les équations décrites dans le paragraphe II.2.

II.4.2 LES DIFFERENTES ECOLES DE PENSEES SUR LES PERTES DE PUISSANCE

L'état de l'art concernant les pertes de puissance dans les paliers à roulements [POU109], [POU209] indique qu'il existe un accord général sur les pertes de puissance concernant :

- le cisaillement du film d'huile au contact entre les éléments roulants et les bagues (macro glissement, pivotement) - § II.2.1.1.
- le cisaillement du film d'huile entre la cage et les bagues et la cage et les éléments roulants - § II.2.2

Cependant, suivant les auteurs, d'autres pertes de puissance sont également prises en compte :

- La perte de puissance due au roulement hydrodynamique au contact entre les éléments roulants et les bagues - § II.2.1.2.
- La perte de puissance due aux à la traînée aérodynamique s'exerçant les éléments roulants - § II.2.3.

Le tableau II.1 présente la position de différents auteurs concernant ces pertes de puissance. Une croix signifie que la perte associée à l'en tête de la colonne, est prise en compte.

Roulement hydrodynamique	Traînée aérodynamique	Auteurs
X		[HOU_84], [HOU_85], [CHI_88], [DUS_94]*, [HOU_02]
	X	[HAR_71], [RUM_73], [GUP_84], [DOM_86], [NEL194], [HAR_01], [WAN_07]
X	X	[TOW_74], [HAD181], [PAR_84], [COE_84], [ZAR_85], [NIC_87], [PAT_94], [SHO_97], [PAL_07]

** : la prise en compte ou non des forces de traînée n'est pas spécifiée, mais il ne s'agit pas d'une étude sur la totalité des pertes dans le roulement.*

tableau II.1 - Les différentes écoles de pensées concernant la prise en compte des efforts dus au roulement hydrodynamique et/ou de la traînée aérodynamique

Il apparaît ainsi que trois écoles de pensées cohabitent ainsi depuis plus de quarante ans sur l'estimation des forces et pertes agissant au sein des paliers à roulements. Ces hypothèses ont un rôle déterminant dans l'estimation des sources de chaleur appliquées au sein du roulement. Dans le but de déterminer l'approche la plus pertinente un test de sensibilité est mis en place. Auparavant, il est intéressant de s'attarder sur les méthodes employées par les différents auteurs sur la détermination de la fraction d'huile.

II.4.3 ETAT DE L'ART SUR LA TRAINEE AERODYNAMIQUE DANS UN ROULEMENT

II.4.3.1 FORMULATION EMPIRIQUE DU MOMENT RESISTANT EXERCEE SUR LA CAGE

Certains auteurs proposent d'exprimer non pas la force de traînée exercées sur les éléments roulants mais sur la cage [DOM_86], [PAT_94]. Ainsi Dominy [DOM_86], se base sur les travaux de Palmgren [PAL_56] et de Snare [SNA_68] qui estime le couple résistant exercé sur la cage par :

$$M_{\text{traînée}} = C_0 Z (a_o + a_i) (v \omega_i)^{2/3} D^{1/3} d_m^{2/3} \quad (\text{II.19})$$

Où :

- $M_{\text{traînée}}$: moment résistant exercé sur la cage [N.m]
- C_0 : coefficient de lubrification [$\text{kg.m}^{-4/3} \cdot \text{s}^{-2/3}$]
- Z : nombre de billes [-]
- a_o : demi grand axe d'ellipse de contact bille/bague extérieure [m]
- a_i : demi grand axe d'ellipse de contact bille/bague intérieure [m]
- v : viscosité cinématique du lubrifiant [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- ω_i : vitesse de rotation de l'arbre [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
- D : diamètre de bille [m]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]

Cette formulation fait intervenir un facteur correctif relatif à la lubrification, dont la détermination n'est pas explicitée par l'auteur et reste donc difficile de compréhension.

L'université de Leeds s'est également intéressée expérimentalement au couple de frottement exercé sur la cage dans le cas de roulements à rouleaux [PAT_94]. Le banc d'essais utilisé (figure II.16) permet de mesurer ce moment résistant en équilibrant les vitesses de rotation de la cage et de l'arbre.

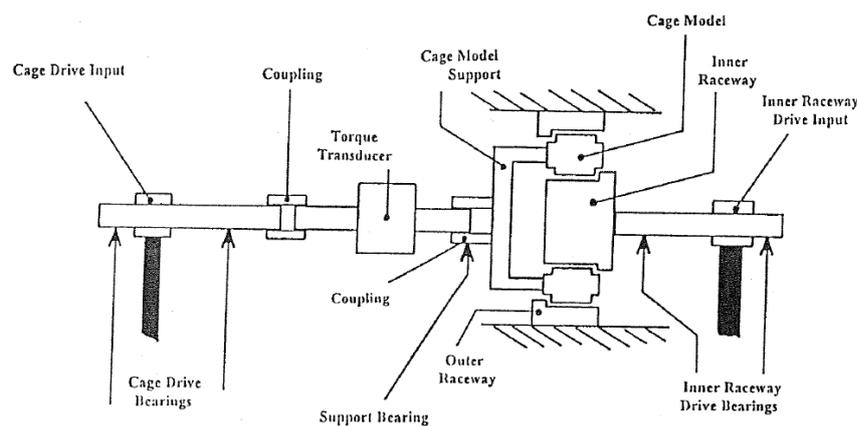


figure II.16 - Banc d'essais pour la mesure du couple résistant exercé sur la cage d'un roulement [PAT_94]

Il en ressort ainsi une loi empirique, pour laquelle les coefficients associés (C_0 , C_1) ne sont cependant pas détaillés ce qui rend l'utilisation de cette approche délicate. L'injection d'huile par bague intérieure apparaît cependant comme bénéfique sur la diminution de l'effort résistant sur la cage.

$$M_{traînée} = C_0 \cdot Z A_r \mu \frac{\dot{m}}{\rho} (\omega_m d_m) - C_1 \frac{\rho (\omega_i - \omega_c) d_m^2}{8} \quad (\text{II.20})$$

Où :

- $M_{traînée}$: moment résistant exercé sur la cage [N.m]
- C_0 : coefficient de lubrification [$s \cdot m^{-3}$]
- C_1 : coefficient de lubrification à considérer uniquement pour la lubrification par bague intérieure [$m^3 \cdot s^{-2}$]
- Z : nombre de billes [-]
- μ : viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [$kg \cdot s^{-1}$]
- ρ : masse volumique du lubrifiant [$kg \cdot m^{-3}$]
- ω_i : vitesse de rotation de l'arbre [$rad \cdot s^{-1}$]
- ω_m : vitesse de rotation de la cage [$rad \cdot s^{-1}$]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- A_r : surface frontale d'un rouleau [m^2]

II.4.3.2 FORMULATION EMPIRIQUE DE LA FRACTION D'HUILE

La fraction d'huile dans le brouillard généré par la pulvérisation de l'huile injectée dans le roulement apparaît comme une inconnue relativement difficile à déterminer. Certains auteurs ne définissent pas clairement la manière dont ils l'estiment [RUM_73], ou fixent ce paramètre sans justification [NIC_87], [SHO_97]. Nicholson exprime la fraction d'huile sous la forme du produit du débit massique d'huile injectée par une constante multiplicative [NIC_87]. Il utilise une valeur de 5% pour un débit de $0,068 kg \cdot s^{-1}$. Shoda propose quant à lui des valeurs de 1,4% à 2,7%, en suivant une loi d'évolution inversement proportionnelle à la vitesse de rotation de l'arbre [SHO_97]. Dans des applications à basse vitesse pour les boîtes de transmissions d'hélicoptères, où les pertes de puissance par traînée aérodynamiques sont moindres, Coe utilise une valeur fixe de 2% [COE_84]. D'autres auteurs n'explicitent quant à eux pas du tout le choix de ce paramètre [WAN_07].

Paleu [PAL_07] propose d'estimer ce paramètre* par la formulation suivante :

$$X = 100 \cdot \frac{Ng' V_G}{60 V_T} \quad (\text{II.21})$$

* : la dimension de ce paramètre ne correspond cependant pas à celui d'une fraction.

Où :

- X : fraction d'huile dans le roulement [min^{-1}]
- Ng' : nombre gouttes de lubrifiant injectées dans le roulement par minutes [s^{-1}]
- V_G : volume d'une goutte de lubrifiant [m^3]
- V_T : volume interstitiel du roulement [m^3]

Cette dernière approche repose sur des hypothèses discutables et conduit à une valeur dont les dimensions ne correspondent pas à celles d'une fraction. L'idée sous jacente est de relier la densité du brouillard au débit d'entrée, là où Shoda la relie à la vitesse de rotation de l'arbre.

En 1984, conscient de la difficulté d'exprimer théoriquement la fraction d'huile, Parker propose une méthode originale pour l'estimer en couplant analyse théorique et expérimentale [PAR_84]. Son approche consiste à ajuster la perte de traînée via la fraction d'huile, de manière à égaliser la somme des pertes calculées avec la perte de puissance globale mesurée sur un banc d'essais :

$$P_{\text{traînée}} = \frac{[X \rho_{\text{huile}} + (1-X) \rho_{\text{air}}] C_D A}{2} \left(\frac{\omega_m d_m}{2} \right)^3 = P_{\text{global}} - \sum (P_{\text{contacts}}) \quad (\text{II.22})$$

Soit en négligeant la masse volumique de l'air :

$$X \approx \frac{[P_{\text{global}} - \sum (P_{\text{contacts}})]}{\frac{\rho_{\text{huile}} C_D A_b}{2} \left(\frac{\omega_m d_m}{2} \right)^3} \quad (\text{II.23})$$

Où :

- P_{global} : perte de puissance globale dans le roulement mesurée [W]
- $P_{\text{traînée}}$: perte de puissance par traînée aérodynamique [W]
- P_{contacts} : perte de puissance due aux différents contacts [W]
- A_b : maître couple d'une bille auquel est retranché l'épaisseur de la cage [m²]
- C_D : coefficient de traînée d'une bille [-]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- ω_m : vitesse orbitale de la bille par rapport au carter [rad.s⁻¹]
- ρ_{huile} : masse volumique du lubrifiant [kg.m⁻³]

Parker se base ensuite sur des séries d'essais sur des roulements à billes à contacts obliques de différentes tailles (35mm, 120mm et 167mm d'alésage). Les tests sont réalisés pour différentes vitesses, charges et débits d'huile (tableau II.2) sur le banc décrit sur la figure II.15. Il en déduit ainsi une loi empirique pour la fraction d'huile basé sur un coefficient de traînée $C_D=0,45$:

$$X = 62,8 \cdot 10^5 \frac{\dot{m}_{\text{huile}}^{0,37}}{\rho_{\text{huile}}^{0,37} \cdot \omega \cdot d_m^{1,7}} \quad (\text{II.24})$$

Où :

- X : fraction d'huile dans le roulement [-]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [kg.s⁻¹]
- ρ : masse volumique du lubrifiant [kg.m⁻³]
- ω : vitesse de rotation de la bague intérieure [rad.s⁻¹]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]

Référence	Alésage [m]	Diamètre primitif [m]	Vitesse mini [trs/min]	Vitesse maxi [trs/min]	N.dm 10^6 [-]	Débit huile mini [l/h]	Débit huile maxi [l/h]
[SIG_74]	35	50	28000	72200	2,5	5	114
[SCH_80]	120	170	12000	15000	3,0	180	360
[Com. privée]	167	240	6000	15000	2,5	520	710

tableau II.2 - Domaine de variation des paramètres utilisés pour établir la formule de Parker [PAR_84]

Différents auteurs se sont ensuite servis de cette formulation pour estimer les pertes de puissance par traînée [NEL194], [HAR_01].

II.4.4 CONFRONTATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE SIMULE AUX ESSAIS

Les calculs de perte de puissance sont réalisés sur le roulement décrit dans le paragraphe II.3.2 pour différentes valeurs de la vitesse de rotation et du débit de lubrifiant, ceci pour une charge axiale pure de 1334N. Ainsi à 64900trs/min pour un débit de 45l/h, la perte de puissance globale mesurée est de 1408W. La figure II.17 représente une comparaison entre cette valeur expérimentale et les estimations théoriques pour ce cas de figure. Les trois sources représentées sont :

- la perte de traînée aérodynamique (traînée aéro.),
- la perte de roulement hydrodynamique (roulement hydro.),
- les pertes par cisaillement du film d'huile au contact bille/cage, cage/bague et bille/bague (autres).

Ainsi les pertes par cisaillement représentent une part relativement faible de la perte de puissance globale ($\approx 10\%$). Il apparaît de plus que l'approche qui ne prend pas en compte la perte de traînée aérodynamique ne permet pas d'obtenir le même niveau de perte globale que celui mesuré expérimentalement. Cette différence est de l'ordre de 60% pour cette application.

Pour différentes vitesses de rotation et différents débits, la perte de puissance globale reste toujours largement supérieure aux pertes de frottement. La différence qui existe trouve donc sa signification dans la perte par traînée aérodynamique, qui est ajustée grâce à la fraction d'huile. Les valeurs correspondantes sont indiquées sur la figure II.17. Cette perte ne peut donc pas être négligée dans le cas des roulements aéronautiques [POU109], [POU209].

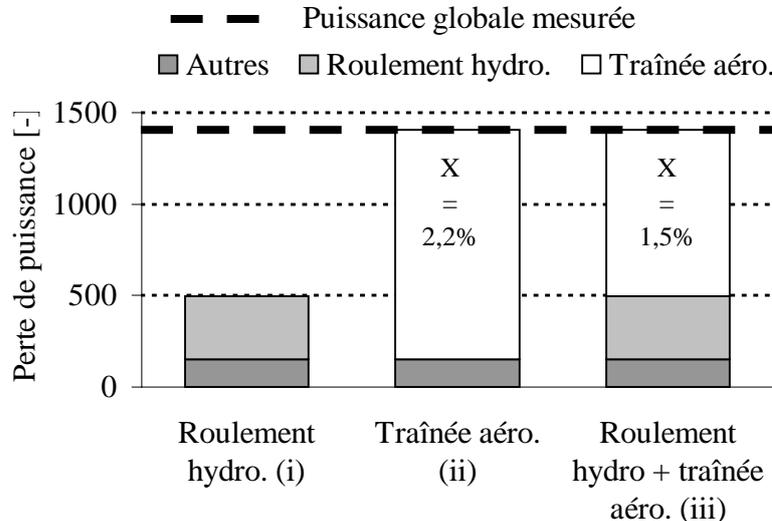


figure II.17 - Présentation des différentes écoles de pensées sur la prise en compte ou non des efforts de roulements hydrodynamiques et/ou de des efforts de traînée aérodynamique

Pour ces conditions opératoires (64900trs/min, 45l/h), la fraction d'huile est ainsi de 2,2% pour le modèle (ii) et 1,5% pour le modèle (iii), ce qui est comparable à celle donnée par Parker [PAR_84]. Les deux approches conduisent donc toutes deux à des interprétations physiquement très proche du brouillard d'huile. Il n'est donc pas possible de discriminer les modèles (ii) et (iii) en se basant uniquement sur une analyse des pertes de puissance. Il est ainsi proposé dans la suite de cette étude de lever cette indétermination en menant une analyse thermique conjointement à celles des pertes de puissance.

II.4.5 DIFFERENTES PERTES DE PUSSANCE, DIFFERENTS COMPORTEMENTS THERMIQUES

Deux modèles de pertes cohabitent ainsi, l'un considérant la perte au roulement hydrodynamique (CR) l'autre non (NR). Ils conduisent tout deux à des niveaux de perte globale identique par ajustement de la perte de traînée aérodynamique par la fraction d'huile au sein du roulement. Cependant, suivant l'approche retenue, les conditions aux limites imposées au réseau thermique ne sont pas les mêmes (températures imposées aux interfaces arbre et carter, sources de chaleur). Le tableau II.3 synthétise ainsi l'influence des deux approches pour différentes vitesses de rotation et pour différents débits d'huile.

Température [°C]								
Noeud	Roulement hydrodynamique négligé (NR)				Roulement hydrodynamique pris en compte (CR)			
	A	B	C	D	A	B	C	D
1	187	164	162	148	187	164	162	148
2	187	166	164	151	198	182	177	168
3	188	168	166	152	206	193	187	180
4	188	169	168	154	205	192	187	179
5	190	172	172	157	205	192	188	179
6	184	165	167	149	190	173	174	158
7	180	159	164	143	180	159	164	143
8	151	153	136	137	143	142	132	133
9	220	220	220	220	220	220	220	220
10	121	121	121	121	121	121	121	121
12	181	184	150	153	165	163	143	143

Echauffement de l'huile [°C]								
$T_{12}-T_{10}$	60	63	31	32	44	42	22	22

Température de bille relative à celle de la bague extérieure [°C]								
T_4-T_1	1	5	4	6	18	28	25	31

Pertes de puissance [W]								
Cage+ traînée	1262	1367	1533	1728	920	885	1150	1199
Contact BE	0	0	0	0	238	352	269	385
Contact BI	146	130	180	152	250	310	266	334

Données expérimentales NASA utilisées comme paramètres d'entrée [SCH_80]

A	64900 trs/min – 45 l/h	C	64900 trs/min – 113 l/h
B	72200 trs/min – 45 l/h	D	72200 trs/min – 113 l/h

tableau II.3 - Influence de la localisation des pertes de puissance sur la thermique du roulement

Il en ressort que l'échauffement de l'huile ($T_{12}-T_{10}$) est plus important quand la perte de puissance par roulement hydrodynamique n'est pas considérée. Par exemple, pour les conditions opératoires (A), cet échauffement passe de 44°C à 60°C. Contrairement, l'échauffement simulé de la bille relativement à celle de la bague extérieure (T_4-T_1) diminue, en passant de 18°C à seulement 1°C. Ces résultats mettent en avant l'importance de l'évacuation de la chaleur qui est modifiée suivant l'hypothèse retenue sur le roulement hydrodynamique. Dans le cas où celui-ci est pris en compte, les sources de chaleur sont situées plus près des solides, ce qui explique que plus de 30% de la chaleur est évacuée par l'arbre et le carter (figure II.18). Dans le cas où cette perte est négligée, une part plus importante est attribuée à la perte par traînée qui est appliquée sur le nœud d'huile 11, (située au sein du roulement). Sous cette hypothèse plus de 94% de la chaleur totale est alors évacuée par le lubrifiant (cas (A)).

NB : Etant donné le peu d'influence du débit d'huile sur la distribution des flux de chaleur, la figure II.18 présente des valeurs moyennes correspondant à plusieurs débits.

Etant donné sa température élevée (210°C), l'air se comporte dans les cas présentés comme une source de chaleur. Elle reste négligeable face aux autres sources (2%). Les fractions de flux de chaleur étant rapportés à la perte de puissance globale, le flux de chaleur total évacué est ainsi supérieure à 100%. La contribution de l'air n'est pas représentée sur la figure II.18.

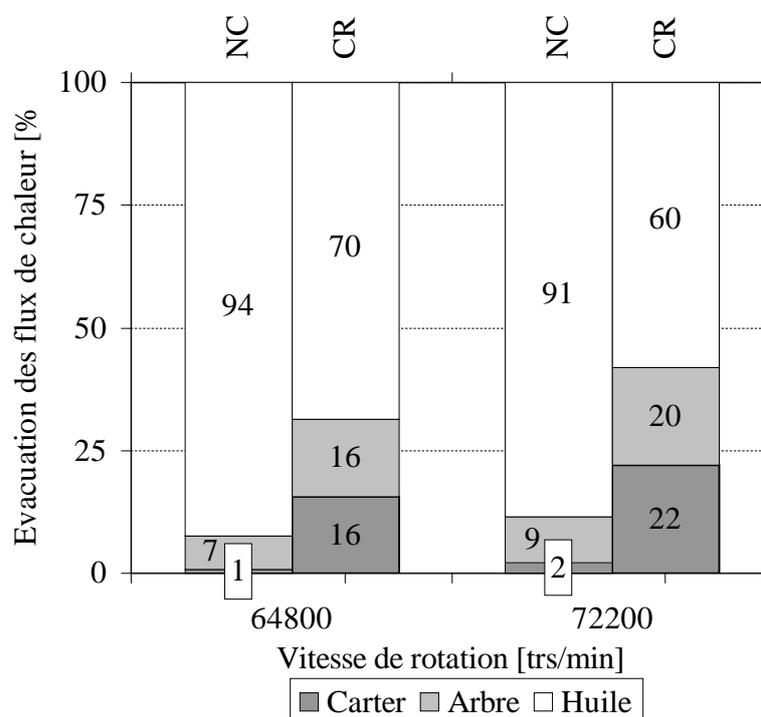


figure II.18 - Evacuation des flux de chaleur dans un roulement grande vitesse en considérant ou non la perte par roulement hydrodynamique pour différentes vitesses

II.5 – SENSIBILITE DU MODELE AUX LOIS D’ECHANGES THERMIQUES

Les différentes écoles de pensées concernant la localisation des sources de chaleur se traduisent par des comportements thermo mécaniques différents. Dans le but d’étudier la sensibilité du modèle développé aux lois d’échanges, l’approche considérant à la fois la perte par roulement hydrodynamique et par traînée aérodynamique est retenue.

II.5.1 ANALYSE DES PREMIERS RESULTATS

Le tableau II.3 présente l’estimation de la distribution de température au sein du roulement pour les conditions opératoires suivantes :

- vitesse de rotation arbre : 64900trs/min
- charge axiale pure : 1334N
- débit huile : 114 l/h
- température d’huile en entrée : 121°C
- température d’air : 210°C

Sous ces conditions de fonctionnement, le nombre de Peclet est de l’ordre de 20000, ce qui justifie l’expression de la résistance de striction employée (cf. §II.3.2.6). De plus l’hypothèse retenue sur le comportement isotherme des billes (cf. §II.3.2.5) est justifiée par le faible nombre de Biot associé (de l’ordre de 6.10^{-3}).

La fraction d’huile utilisée pour estimer les échanges convectifs entre les composants et le brouillard d’huile est identique à celle estimée pour le calcul de la perte de puissance par traînée aérodynamique (cf. §II.4.4).

Le tableau II.4 présente également les différents flux de chaleur : positifs et négatifs, ils représentent respectivement des sources ou des puits de chaleur. Ils sont par la suite rapportés à la perte de puissance globale, la fraction, qui permet d’estimer l’importance des différentes sources et des différents puits.

Eléments	Température [°C]	Puissance [W]	Fraction [%]
Carter	187	-282	-19
Bague extérieure	204	0	0,0
Contact bague extérieure/bille	211	405	27
Bille	209	0	0,0
Contact bague intérieure/bille	206	231	16
Bague intérieure	192	0	0,0
Arbre localise au roulement	180	-269	-18
Cage	142	0	0,0
Air ambiant	220	22	1,0
Huile en entrée	121	-952	-63
Huile au sein du roulement	142	846	57
Huile en sortie	163	0	0,0

tableau II.4 - Distribution de température et évacuation des flux de chaleur dans un roulement à billes à contact obliques grande vitesse

Il apparaît que la source de chaleur la plus importante est celle localisée sur le nœud d'huile au sein du roulement (57%). La perte de puissance au contact bille/bague extérieure est plus importante qu'au contact bille/bague intérieure, malgré l'absence de pivotement dû au contrôle de la bille par la bague extérieure. Ceci s'explique par des efforts normaux plus importants sur la bague extérieure en raison des forces centrifuges.

L'évacuation de la chaleur dissipée se fait majoritairement par l'huile (-64%) ce qui démontre son rôle caloporteur outre celui de lubrifiant. Le reste est évacué, dans des proportions comparables, entre l'arbre (-18%) et le carter (-19%) là où l'air se conduit comme une source et non comme un puit de chaleur (+1%).

La température des billes apparaît très proche de celles des bagues avec un écart relatif de 20 à 30°C. La cage quant à elle, présentant une grande partie de sa surface en contact avec l'huile au sein du roulement, a une température identique à celle-ci (142°C).

Ces analyses dépendent des hypothèses retenues pour l'élaboration du modèle thermo mécanique, il est nécessaire de déterminer en quoi celles-ci peuvent influencer les résultats obtenus.

II.5.2 TESTS DE SENSIBILITE

Afin d'évaluer l'influence des différentes hypothèses sur les transferts de chaleur décrits dans le paragraphe II.3.2, une étude de sensibilité est présentée dans le tableau II.5. Celle-ci vise à modifier :

- la convection entre cage/bague (intérieure et extérieure) et cage bille {1-2}
- la conduction dans les bagues {3-4}
- la température imposée sur le carter et l'arbre {5-6}
- la fraction d'huile dans le roulement {7}

	Température [°C]					Flux de chaleur [%]			
	Bague ext.	Bille	Bague int.	Huile Entrée	Huile sortie	Huile	Arbre	Carter	Air
Réf	204	209	192	121	163	-64	-18	-19	1
1	202	207	191	121	166	-69	-16	-17	1
2	205	211	193	121	161	-61	-20	-21	1
3	214	218	199	121	163	-66	-19	-16	1
4	197	203	187	121	162	-63	-18	-21	1
5	208	216	207	121	163	-66	-11	-24	1
6	217	218	196	121	163	-67	-23	-12	1
7	216	227	203	121	483	-93	-6	-6	1

- | | |
|----------------------------------|-----------------------------|
| 1 Convection de type palier x2 | 5 Température carter + 20°C |
| 2 Convection de type palier x0,5 | 6 Température arbre + 20°C |
| 3 Conductance bagues x2 | 7 Fraction d'huile x10 |
| 4 Conductance bagues x0,5 | |

tableau II.5 - Variation de la température des composants d'un roulement et de l'évacuation des flux de chaleur en fonction des hypothèses sur les échanges convectifs

Il en ressort que la modification des échanges convectifs entre cage/bague (intérieure et extérieure) et cage/bille n'impacte pas de manière notable les niveaux de température et l'évacuation de la chaleur. Les hypothèses employées étant déjà basées sur une estimation haute des échanges convectifs (jeux gavés d'huile), il semble raisonnable de les conserver.

Le niveau de température des billes semble fortement relié aux températures de l'arbre et du carter. Ceci est d'autant plus flagrant sur le cas 7, où l'huile augmente de 300°C par rapport au cas de référence, là où la bille n'augmente que de 18°C. La conduction dans les bagues apparaît alors sous ces hypothèses, comme révélatrice de l'échauffement relatif des billes. D'où l'intérêt de prendre en compte l'épaisseur des bagues à partir du point de contact bille/bague pour le calcul des résistances de conduction associées (§II.3.2).

L'évacuation de la chaleur dans l'arbre et dans le carter est quasiment identique dans le cas de référence (-18% dans l'arbre, -19% dans le carter). Une augmentation de 20°C dans la température imposée sur le carter ou l'arbre, se traduit par une modification de cette répartition. Ainsi un carter plus chaud tend à limiter le flux de chaleur qui y passe (-19% à -12%), et favorise l'évacuation par l'arbre (-18% à -24%). La réciproque étant également vraie.

La modification de la fraction d'huile de 1,5% à 15%, cas {7}, qu'est une plage de variation vraisemblable, influence très fortement l'échauffement de l'huile (+317°C). Ceci s'explique à la fois par l'augmentation des pertes par traînée (proportionnalité densité/perte) et de l'échange convectif entre les billes et l'huile. En conséquence la quasi totalité de la puissance dissipée dans le roulement est alors évacuée dans le lubrifiant (-93%).

Il ressort de cette analyse que :

- Les échanges convectifs restent fortement sensibles aux hypothèses retenues pour le brouillard d'huile.
- La fraction d'huile est un paramètre d'ordre un, déterminant la convection au niveau des billes (et des gorges) et la perte par traînée.
- Fixer la température sur le carter et l'arbre fixe également dans une certaine mesure la température des bagues et billes. Ces conditions aux limites restent néanmoins des inconnues dont l'identification requiert une instrumentation sur banc d'essais.

Les efforts à apporter pour obtenir un modèle thermique pertinent doivent donc porter sur :

- étendre le système à considérer en modélisant l'arbre et le carter, en recherchant les zones de températures connues,
- développer une méthode pour estimer au mieux les caractéristiques du brouillard d'huile.

II.5.3 MODELISATION DE L'ARBRE ET DU CARTER

II.5.3.1 ETAT DE L'ART

En 1986, Gecim [GEC_86] étudie analytiquement la distribution de température dans un arbre creux soumis simultanément à des sources de chaleur mobiles et de la convection (figure II.19). Il ressort de cette analyse que la température de masse du cylindre est peu affectée par la distribution des flux de chaleur, contrairement aux températures flash.

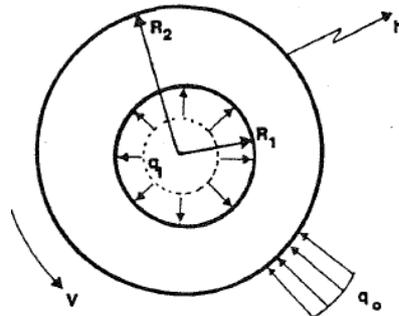


figure II.19 - Modélisation de l'échauffement d'un arbre creux tournant [GEC_86]

Cette approche pointe l'intérêt de prendre en compte les transferts de chaleur éloignés des sources de chaleur mais souligne également la difficulté pour résoudre les systèmes associés. Pirvics [PIR_79] propose quant à lui de combiner une approche locale (roulement) et une approche globale (arbre) pour analyser les flux de chaleur (figure II.20). Il souligne notamment qu'une approche locale ne peut pas être pertinente sans la prise en compte du couplage thermo mécanique avec l'assemblage complet.

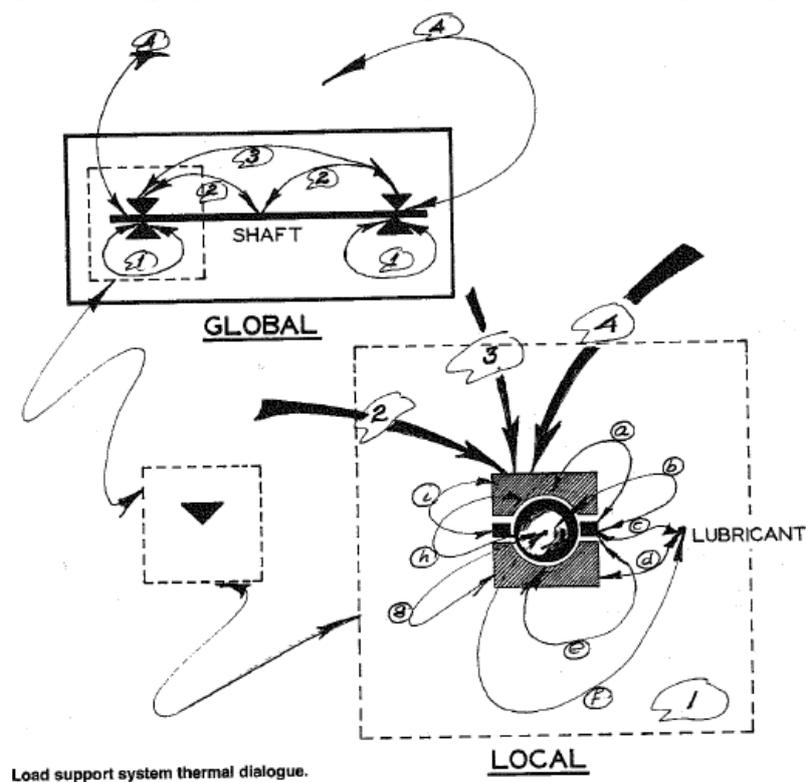


figure II.20 - Combinaison de l'approche locale et globale d'un modèle thermo mécanique de roulement [PIR_79]

Selon Pinel [PIN_01], l'environnement global du roulement doit être également pris en compte, pour l'estimation des températures et des pertes de puissance. Ainsi il est nécessaire de prendre en compte les sources de chaleur externe, comme une veine chaude dans une turbine aéronautique. Ce que confirme Harris [HAR_98], qui pointe également l'importance de conduire une analyse thermique du système arbre roulement carter pour estimer correctement le comportement du roulement.

II.5.3.2 APROCHE PROPOSEE

Dans nos travaux, l'hypothèse retenue est de considérer l'arbre et le carter sous la forme de deux cylindres creux concentriques soumis à des échanges convectifs tant sur les parois internes qu'externes (tableau II.6).

La conduction ortho radiale est négligée du fait de la symétrie des sources de chaleur par rapport à l'axe du roulement (charge axiale pure). Considérant que la dimension axiale de l'arbre et du carter est largement supérieure à celle du roulement, la conduction axiale est prise en compte. De ce fait, les extrémités opposées sont supposées être à des niveaux de température différents.

En considérant un cylindre creux (tableau II.6) et en supposant que la température varie uniquement dans la direction axiale (x), l'équilibre des flux de chaleur sur un élément de largeur dx s'exprime sous la forme :

$$-\pi(r_o^2 - r_i^2) \left[k \frac{dT}{dx} \Big|_x - k \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} \right] = h_i (2\pi r_i dx) [T(x) - T_i] + h_o (2\pi r_o dx) [T(x) - T_o] \quad (1)$$

Où :

- x : coordonnée axiale [m]
- T : température en un point du cylindre [°C]
- r_o : rayon extérieure du cylindre [m]
- r_i : rayon intérieure du cylindre [m]
- k : conductivité thermique du cylindre [W.°C⁻¹.m⁻¹]
- h_o : coefficient d'échange convectif sur la face interne [W.°C⁻¹.m⁻²]

L'équation précédente correspond à une analyse de type ailette [MIL_98] et peut se s'exprimer sous la forme :

$$\frac{d^2T}{dx^2} = m_o^2 [T(x) - T_o] + m_i^2 [T(x) - T_i] \quad (II.25)$$

Avec :

$$\begin{cases} m_i = \sqrt{\frac{h_i (2\pi r_i)}{k\pi (r_o^2 - r_i^2)}} \\ m_o = \sqrt{\frac{h_o (2\pi r_o)}{k\pi (r_o^2 - r_i^2)}} \end{cases} \quad (II.26)$$

La solution à cette équation est alors donnée par :

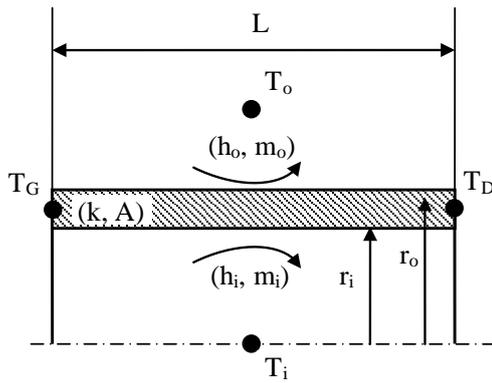
$$T(x) - T_0 - T_i = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx) - \left(\frac{m_i^2 T_0 + m_o^2 T_i}{m^2} \right) \quad (\text{II.27})$$

Avec :

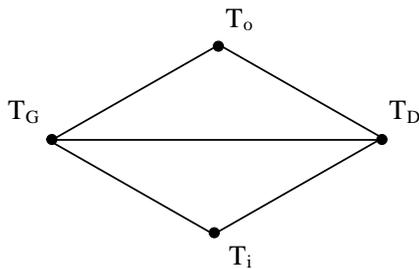
$$m = \sqrt{m_i^2 + m_o^2} \quad (\text{II.28})$$

C1 et C2 sont des constantes d'intégration qui dépendent des conditions aux limites appliquées sur les face interne et externe du cylindre, comme détaillé dans le tableau II.6. Les résistances thermiques associées sont ensuite déterminées à partir des flux de chaleur correspondant au champ de température.

Dans le cas où l'arbre et/ou le carter sont considérés suffisamment long, la chaleur évacuée par leurs extrémités peut être négligée, ce qui correspond ainsi au cas {b} du tableau II.6.



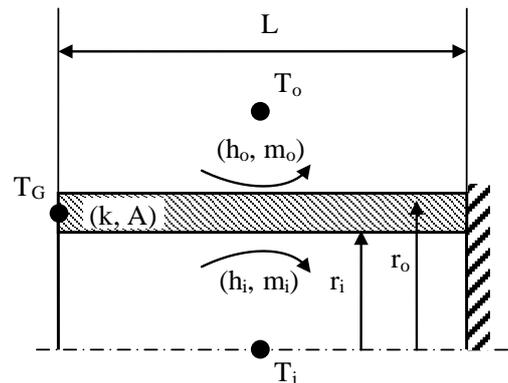
$$\begin{cases} T|_{x=0} = T_G \\ T|_{x=L} = T_D \end{cases}$$



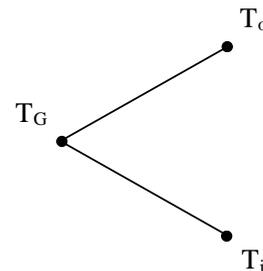
$$\begin{cases} R_{th,o-G} = R_{th,o-D} = \frac{m \cdot \sinh(m.L)}{k.A.m_o^2 [\cosh(m.L) - 1]} \\ R_{th,i-G} = R_{th,i-D} = \frac{m \cdot \sinh(m.L)}{k.A.m_i^2 [\cosh(m.L) - 1]} \\ R_{th,L-R} = \frac{\sinh(m.L)}{k.A.m} \end{cases}$$

où : $A = \pi(r_o^2 - r_i^2)$

a) Modèle quatre nœuds
Températures imposées : T_i et T_o



$$\begin{cases} T|_{x=0} = T_G \\ \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = 0 \end{cases}$$



$$\begin{cases} R_{th,o-L} = \frac{m}{k.A.m_o^2 \cdot \tanh(m.L)} \\ R_{th,i-L} = \frac{m}{k.A.m_i^2 \cdot \tanh(m.L)} \end{cases}$$

où : $A = \pi(r_o^2 - r_i^2)$

b) Modèle trois nœuds
Températures imposées : T_i et T_o
La face droite est adiabatique

tableau II.6 - Modélisation de l'arbre et du carter par des cylindres creux

II.6 – CONCLUSION

Le modèle présenté dans ce chapitre vise à prédire le comportement thermo mécanique d'un roulement à billes en couplant un réseau thermique à un modèle de perte de puissance. Pour des niveaux de balourds faibles, les efforts axiaux étant largement supérieurs aux efforts radiaux, le chargement des billes et donc l'analyse mécanique et thermique sont supposés de symétrie cyclique.

Les pertes de puissance dans le roulement sont de deux types :

- celles dues aux efforts de frottement entre les surfaces en contacts dont les vitesses relatives sont différentes (contacts bille/bague, cage/bague et cage/bille),
- celles due à la traînée aérodynamique résultat du mouvement relatif des éléments mobiles par rapport au fluide les environnant (brouillard d'huile).

Localisées en différents points du roulement, ces sources de chaleur constituent ainsi une partie des conditions aux limites du réseau thermique. La distribution de ces flux de chaleur dépend par la suite de la nature des échanges thermiques du roulement avec son environnement proche. C'est ainsi que se distinguent deux types d'évacuation de la chaleur :

- par conduction dans l'arbre et le carter,
- par convection et transport de masse dans l'huile de lubrification.

L'étendu du système à considérer et les conditions aux limites qui y sont appliquées apparaissent comme des points déterminants pour la pertinence des résultats obtenus. C'est ainsi qu'un système restreint au roulement lui-même, conduit à prendre des hypothèses fortes sur les températures à appliquer aux frontières avec l'arbre et le carter. Il est donc proposé d'étendre l'analyse des flux de chaleur jusqu'à des zones thermiquement déterminés (air de pressurisation sur le carter, injection d'huile sur l'arbre, ...). Les caractéristiques du brouillard créé par la brumisation du jet d'huile se révèlent être également très influentes sur le comportement thermo mécanique. En effet la fraction d'huile en suspension dans l'air dicte conjointement les efforts de traînée aérodynamique (source de chaleur) et la nature des échanges convectifs (transfert de chaleur). Ce paramètre est cependant unanimement considéré comme difficile à quantifier de part la complexité des écoulements diphasiques au sein du roulement.

Pour les différentes vitesses de rotation et débits considérées (jusqu'à 72200trs/min et 113 l/h), la perte de puissance globale calculée reste toujours largement supérieure aux pertes de frottement. La différence qui existe trouve donc sa signification dans la perte par traînée aérodynamique. Cette perte ne peut donc pas être négligée dans le cas des roulements aéronautiques contrairement à ce que disent certaines études ([HOU_84], [HOU_85], [CHI_88], [HOU_02]). Partant de ce constat, il est ainsi proposé de corréliser la fraction d'huile de manière à égaliser les pertes de puissance globale calculée et mesurée (méthode de Parker).

L'état de l'art révèle également différentes approches concernant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique au contact bille/bague. Suivant l'hypothèse retenue, les corrélations de la fraction d'huile sont cependant différentes et conduisent à des comportements thermo mécaniques différents. La suite des travaux porte de ce fait sur la mise en place d'une méthodologie permettant de valider l'approche thermomécanique la plus pertinente.

CHAPITRE III

VALIDATION ET APPLICATIONS

III.1 – INTRODUCTION

III.2 – VALIDATION MULTIPHYSIQUE

III.3 – APPLICATIONS

III.4 – PERSPECTIVES D'AMELIORATIONS

III.5 – CONCLUSION

III.1– INTRODUCTION

Une première approche a permis de développer un modèle permettant d'estimer les pertes de puissance dans un roulement grande vitesse et les niveaux de températures correspondants. Le couplage entre ces deux analyses révèle une grande sensibilité des simulations tant sur la localisation des sources de chaleur que sur l'estimation des échanges thermiques. Il est de ce fait nécessaire de démontrer la pertinence des hypothèses retenues et de fiabiliser l'outil numérique développé. C'est pourquoi nous avons mis au point une méthode originale de validation multi physique en combinant une analyse mécanique, aérodynamique et thermique du roulement parallèlement à une étude expérimentale.

Des résultats seront présentés concernant la description de la traînée aérodynamique notamment sur la fraction d'huile et le coefficient de traînée d'une bille de roulement. Ces résultats montrent que l'hypothèse classique d'une sphère isolée dans un milieu infini ne permet pas de traduire le comportement réel des écoulements au sein d'un roulement. Parallèlement à ceci, il sera démontré que l'approche proposée permet de statuer quant à la prise en compte ou non des efforts de roulement hydrodynamique. Une application sera présentée sur un roulement à billes à $2,3 \cdot 10^6$ Ndm de diamètre primitif 100mm. Les températures (bagues intérieure et extérieure, entrée et sortie d'huile) et les pertes de puissance globale correspondantes sont mesurées sur un banc d'essais Turbomeca. Une analyse paramétrique du modèle thermo mécanique sera développée, révélant une très bonne adéquation des résultats obtenus avec différentes analyses bibliographiques. Une simulation d'une interruption de la lubrification suivie d'une réalimentation, sera par exemple abordée.

Le corps de ce troisième chapitre comprend trois volets. Tout d'abord nous décrivons une validation multi physique du modèle thermo mécanique développé. Puis nous en illustrerons les performances sur des applications en régime stationnaire et transitoire. Enfin nous décrivons des perspectives d'améliorations.

III.2 – VALIDATION MULTIPHYSIQUE

Afin de démontrer la pertinence des hypothèses retenues pour l'élaboration du modèle thermo mécanique, nous avons mis au point une méthode originale de validation multi physique. Celle-ci combine une analyse mécanique, aérodynamique et thermique du roulement parallèlement à une étude expérimentale.

III.2.1 L'APPROCHE EXPERIMENTALE

III.2.1.1 ETAT DE L'ART

Le banc d'essais décrit dans le paragraphe II.4.1 utilisé pour estimer à la fois la perte de puissance et l'échauffement d'un roulement à billes a été développé par la NASA [SCH_80]. Celui-ci a largement été décrit et exploité par plusieurs auteurs [PAR_78], [PIN_98], [PIN_00] notamment pour optimiser la lubrification (brouillard d'huile, refroidissement ...).

Cependant l'analyse expérimentale du comportement thermique d'un palier à roulement grande vitesse a fait également l'objet de nombreuses recherches de la part d'autres auteurs. Différentes descriptions de bancs d'essais sont ainsi disponibles (figure III.1). Il en ressort une variété de montages possibles, qui se différencient les uns des autres par :

- la mise sous charge axiale et/ou radiale : par ressort ou piston,
- la mise en rotation : via un réducteur mécanique ou une turbine à air,
- l'appariement : par pair ou isolé.

Ces approches visent majoritairement à estimer l'influence de différents paramètres (charge, vitesse, débit d'huile, ...) sur l'échauffement des roulements. Dans certains cas, l'estimation de la puissance dissipée repose sur l'hypothèse que la majorité de cette-ci est évacuée par le lubrifiant, c'est-à-dire :

$$P_{thermique} = \dot{m}C_p(T_{sortie} - T_{entrée}) \quad (III.1)$$

Où :

- $P_{thermique}$: puissance convoyée par l'huile [W]
- \dot{m} : débit massique de l'huile [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
- C_p : chaleur spécifique de l'huile [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$]
- $T_{entrée}$: température de l'huile injectée dans le roulement [$^{\circ}\text{C}$]
- T_{sortie} : température de l'huile à sa sortie du roulement [$^{\circ}\text{C}$]

Cette approche est très simple à mettre en œuvre, car elle nécessite uniquement l'utilisation de deux sondes de températures et d'un débitmètre. Cependant la puissance véritablement transportée par l'huile n'est pas forcément identique à la puissance totale dissipée dans le roulement. Il est possible qu'une partie de cette puissance soit évacuée dans les massifs environnants (arbre, carter). Dans le chapitre précédent, il est ainsi montré que sous certaines conditions, cette proportion peut atteindre plus de 60% (cf §II.4.4). D'autre part, l'huile, ruisselant à sa sortie du roulement, peut également drainer de la chaleur produite par d'autres sources (roulements d'asservissement par exemple).

La précision de l'estimation de la perte de puissance globale via la mesure du gradient de température de l'huile n'est très bonne. Cette méthode présente cependant l'intérêt de fournir une estimation approchée et une mise en œuvre facile.

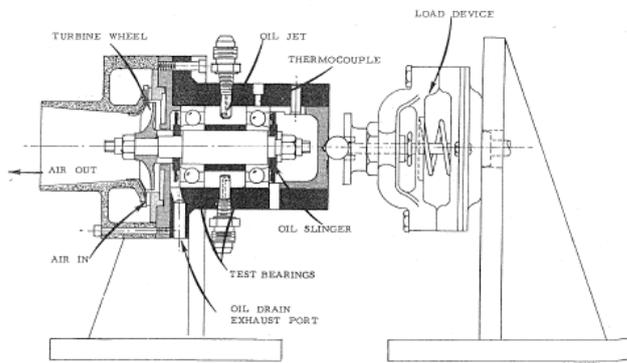
La mise en rotation du roulement chargé, se traduit par l'apparition d'un couple résistant, représentatif des efforts de frottement et de traînée aérodynamique des éléments mobiles. Le produit de ce couple par la vitesse de rotation de l'arbre (cas du carter fixe), permet donc d'estimer la puissance dissipée dans le roulement.

Les roulements de grandes tailles génèrent des couples résistants suffisamment important pour qu'il soit possible de mesurer ce couple via un couplemètre placé sur l'arbre en rotation. Ce principe est par exemple utilisé sur des bancs de Rolls Royce, Snecma et MTU [PAT_94]. Les roulements sont appariés par deux voire quatre (Rolls Royce) de manière à augmenter la précision des mesures de couple. Pour des roulements de taille plus petite, la mesure par couplemètre devient beaucoup plus délicate, du fait des niveaux trop faibles et des vitesses de rotation trop grandes. C'est ainsi le cas pour Hispano Suiza [PAT_94] qui, ne pouvant utiliser cette méthode, se base alors sur la puissance évacuée par l'huile.

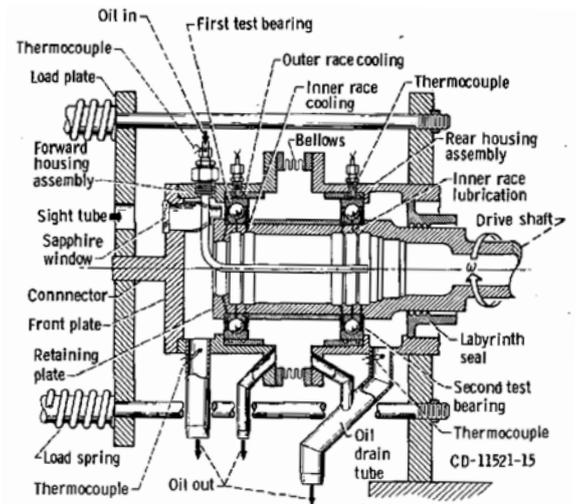
Une estimation du couple résistant peut être réalisé par la mesure du couple nécessaire pour empêcher la rotation du carter par rapport au bâti, notamment via un bras de levier. Cette méthode, largement répandue ([PAR_78], [SCH_80], [WIN_85], [PIN_98], [PIN_00], [BRO_03]) permet de s'affranchir d'une mesure tournante.

La mesure de la température des parties fixes du roulement (carter, bague extérieur, ...) se fait généralement grâce à des sondes de type thermocouples. Mais cette technique est plus délicate à mettre en œuvre pour les parties tournantes (arbre, bague intérieure, ...) où il est nécessaire d'employer la télémétrie [SCH_80], [PAT_94]. Dans des applications basse vitesse (500trs/min), où le roulement est graissé, Winner [WIN_85] estime ces températures en se servant d'une caméra infrarouge. Cette approche ne peut pas être appliquée au cas des roulements lubrifiés par huile du fait de la formation d'un brouillard dans la chambre du roulement. Hoeprich quant à lui utilise la colorimétrie, qui vise à appliquer une peinture qui fond et change d'aspect pour une température donnée [HOE_96]. Cependant l'huile réagissant avec cette peinture, il est nécessaire d'appliquer un vernis protecteur, qui rend ce procédé très délicat de mise en œuvre.

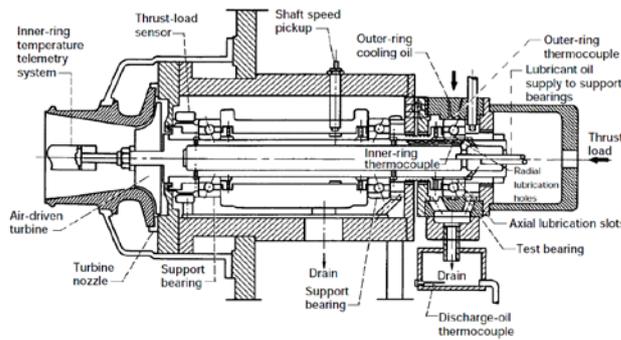
Les informations disponibles sur ces bancs sont souvent incomplètes, ou imprécises, ce qui justifie alors la mise en place d'un banc spécifique permettant de lever les indéterminations.



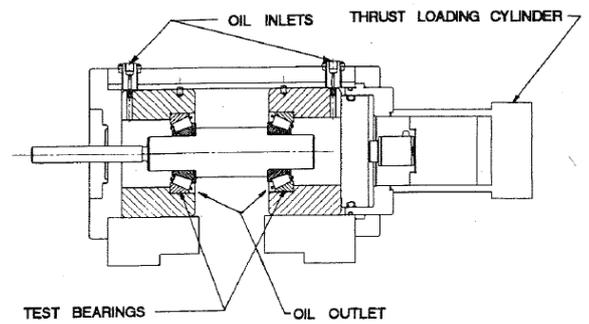
[MAT_66]



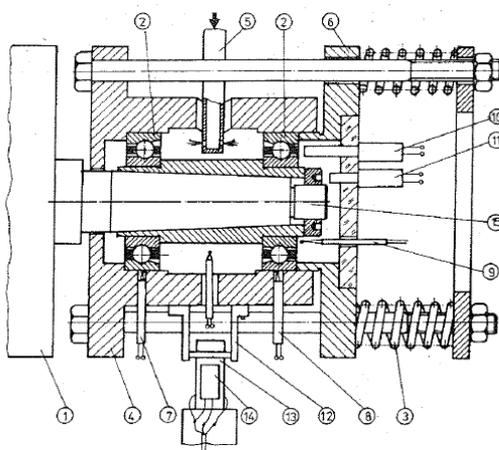
[ZAR_74]



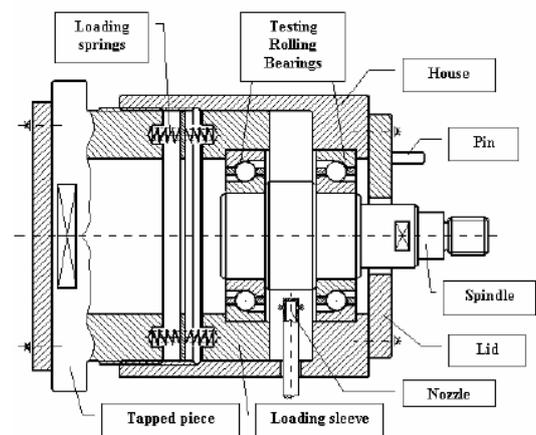
[SCH_80]



[HOE_96]



[GAF_93]



[PAL_07]

figure III.1 - Différents bancs d'essais dédiés à l'étude du comportement thermo-mécanique de roulements à billes

III.2.1.2 BANC D'ESSAIS UTILISE

Le banc d'essais décrit dans la figure III.2 est composé d'un arbre menant maintenu par deux roulements à billes à contacts obliques préchargés fixés par rapport à un carter fixe. La bague extérieure du roulement testé (en gris sur la figure) est montée dans un autre carter instrumenté avec des jauges de contraintes pour estimer le couple résistant dans le roulement. L'arbre menant est accouplé à l'arbre mené par une liaison glissière à rotules permettant de transmettre exclusivement un couple.

Le roulement d'essais fait partie d'un appareillage, et est chargé grâce à un piston hydraulique exerçant un effort axial sur la bague extérieure d'un deuxième roulement. Il s'agit d'un montage en X où les centres de poussée (intersection des lignes de contact) sont situés entre les deux roulements. Le lubrifiant est injecté par un jet d'huile dirigé sur l'arbre, où par un système de canaux, il est centrifugé au travers de la bague intérieure lubrifiant et refroidissant ainsi le roulement. La vitesse d'arbre est mesurée au moyen de capteurs magnétiques et les températures des bagues sont mesurées par des thermocouples associés à un dispositif téléométrique.

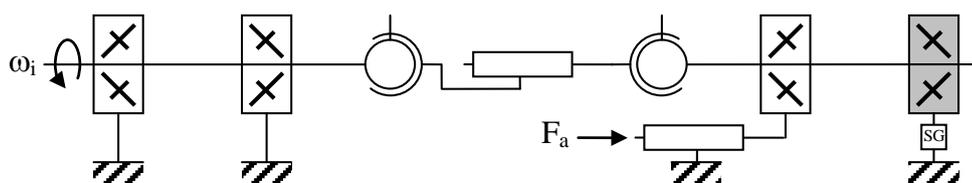


figure III.2 - Représentation schématique du banc d'essais roulement

La procédure consiste tout d'abord à réchauffer le banc d'essais en faisant circuler de l'huile chaude de manière à pouvoir calibrer le système de mesure du couple résistant. Chargeant le roulement à 10% de sa valeur nominale (12000N), la vitesse d'arbre et le débit d'huile sont progressivement augmentés pour atteindre leur valeur nominale (23000trs/min – 120l/h).

Afin de déterminer l'influence de la charge axiale, celle-ci est augmentée par paliers, de 75% à 100% de sa valeur nominale, pour des conditions de vitesse et de débit nominales. De la même manière, à pleine charge, la vitesse est augmentée par paliers, de 40% à 100% de sa valeur nominale.

Le régime thermo mécanique stationnaire est supposé établi lorsque le couple et les températures mesurés sont stabilisés pour chaque palier, les valeurs correspondantes sont alors enregistrées.

III.2.2 L'APPROCHE MECANIQUE

Les essais sont réalisés avec un roulement à billes à contact obliques de diamètre primitif 100mm, équipé de 15 billes de diamètre 17mm, lubrifié par un lubrifiant de type Mobil Jet Oil II. La vitesse de rotation nominale est de 23000trs/min et la charge axiale nominale est de 12000N. La puissance globale dissipée est estimée en faisant le produit du couple résistant mesuré sur la bague extérieure par la vitesse de rotation mesurée de l'arbre. La figure III.3 présente l'évolution de cette puissance en fonction de la vitesse d'arbre et de la charge axiale.

Le produit $X.C_D$ est calculée de manière à évaluer la perte de puissance globale mesurée avec les calculs de pertes (cf. §II.4.3.2) par :

$$XC_D \approx \frac{[P_{global} - \sum(P_{contacts})]}{\frac{\rho_{huile} A}{2} \left(\frac{\omega_m d_m}{2}\right)^3} \quad (III.2)$$

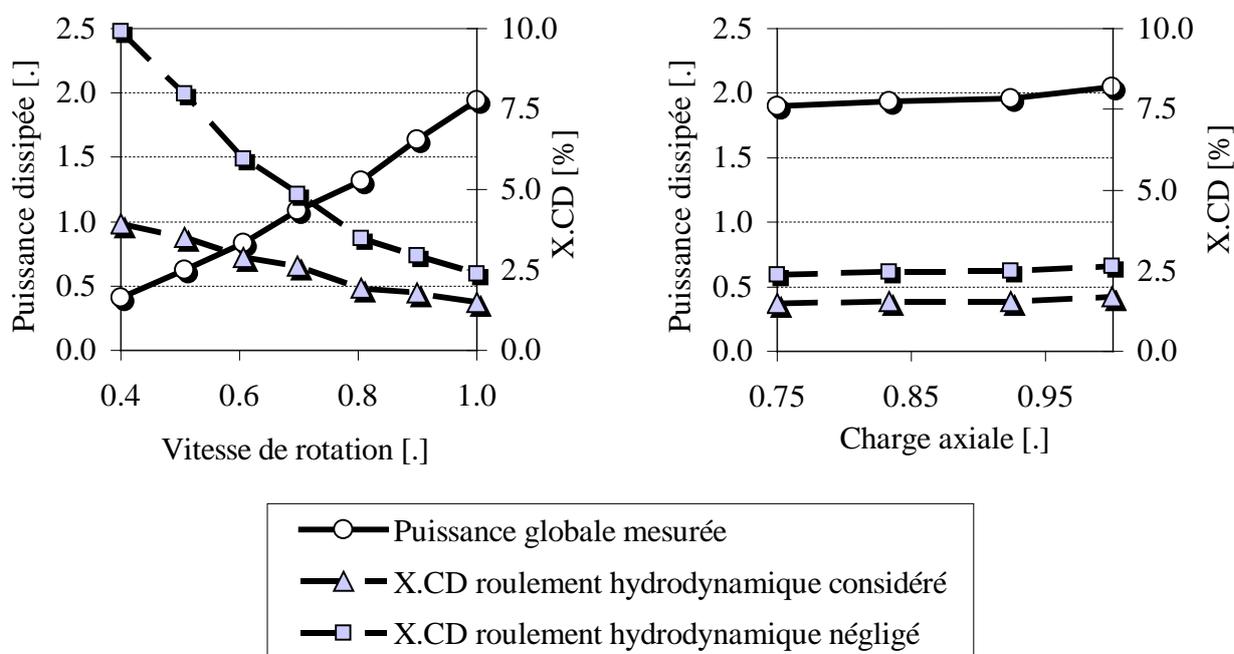


figure III.3 - Corrélation du produit $X.C_D$ pour différentes vitesses d'arbre et de charge axiale

Il apparaît ainsi que la perte de puissance totale dans le roulement est multipliée par quatre en doublant la vitesse de rotation, mais reste très peu sensible à la charge axiale. Le produit $X.C_D$ est quant à lui inversement proportionnel à la vitesse de rotation, ce qui physiquement peut s'expliquer par une augmentation de l'éjection du lubrifiant hors du roulement. Suivant l'hypothèse retenue sur la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique, ce comportement est similaire mais à des niveaux différents.

Afin de pouvoir discriminer et quantifier la fraction d'huile dans le roulement (X), il est alors nécessaire de déterminer le coefficient de traînée d'une bille de roulement (C_D). L'approche mécanique doit donc être complétée par une approche aérodynamique.

III.2.3 L'APPROCHE AERODYNAMIQUE

L'état de l'art concernant la modélisation des pertes de traînée aérodynamique dans les paliers à roulements se heurte à l'estimation correcte du coefficient de traînée des éléments roulants. Dans le cas des roulements à billes, l'hypothèse est très souvent prise de considérer celui d'une sphère isolée dans un milieu infini [HAR_71, [GUP_84], [NEL_94_1], [HAR_01], [TOW_74], [HAD_81_1], [PAR_84], [COE_84], [ZAR_85]. Comme détaillé dans le paragraphe II.2.3.1, pour un nombre de Reynolds élevé, ce coefficient reste à peu près constant. Etant donné les applications grande vitesse des roulements considérés, une valeur constante égale à 0,45 est donc prise la plupart du temps.

La configuration d'une bille de roulement est pourtant bien différente de celle d'une sphère isolée dans un milieu infini, en raison de la présence de :

- l'alignement circulaire de toutes les billes (phénomène d'écran et de queue),
- la cage,
- la bague intérieure et la bague extérieure.

Il suffit de prendre son vélo et de rejoindre un peloton pour se convaincre qu'il est nettement moins fatiguant de rouler en se mettant dans la roue d'un autre cycliste. Ainsi il en va de même pour une bille de roulement.

Des études expérimentales [DAL_77], [LAW_98], [LIU_08] et numériques [PEN_06], se sont intéressées à déterminer le coefficient de traînée d'un cylindre placé en tandem à deux ou trois éléments. Il en ressort que le sillage que laisse un élément derrière lui (perturbation du fluide) affecte l'écoulement sur l'élément qui le suit (figure III.4).

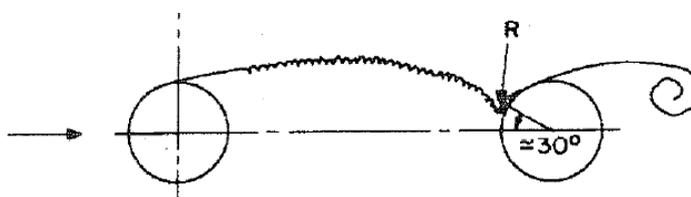


figure III.4 - Ecoulement de fluide autour de deux cylindres en tandem [LAW_98]

Dans un palier à roulements, les éléments roulants sont positionnés dans une configuration cyclique et se déplacent par rotation dans le fluide environnant. Afin de simplifier l'analyse des écoulements, ceux-ci sont étudiés dans une première approche, dans le cas d'un roulement de diamètre infini, où les billes sont positionnées dans un alignement rectiligne infini.

Une analyse expérimentale ou numérique ne pouvant se faire avec un nombre infini de billes, il est nécessaire de déterminer le nombre d'éléments représentatif d'un tel écoulement. Yann Marchesse de l'ECAM de Lyon, a conduit dans ce sens une étude numérique CFD (Computational Fluid Dynamic) sur les écoulements sur n cylindres alignés (cf. annexe 3). Il constate ainsi que les trois premiers éléments pénétrant le fluide et les deux derniers ont des comportements qui leur sont spécifiques. En dehors de ceux-ci, il apparaît un écoulement quasiment identique pour tous les autres éléments, quelque soit leur nombre. L'hypothèse est donc prise que le cinquième élément dans un alignement de sept est représentatif de celui placé dans un alignement infini.

Partant de cette hypothèse, un montage expérimental a été réalisé permettant la mesure directe des efforts de traînée d'une bille placée dans une veine d'air (cf. annexe 2). Celle-ci est décrite par Marchesse et Changenet [MAR_08]. Le montage recrée une fraction d'un roulement de diamètre infini en modélisant les bagues par deux plaques dans lesquelles ont été usinées des gorges. La cage est également prise en compte (figure III.5).

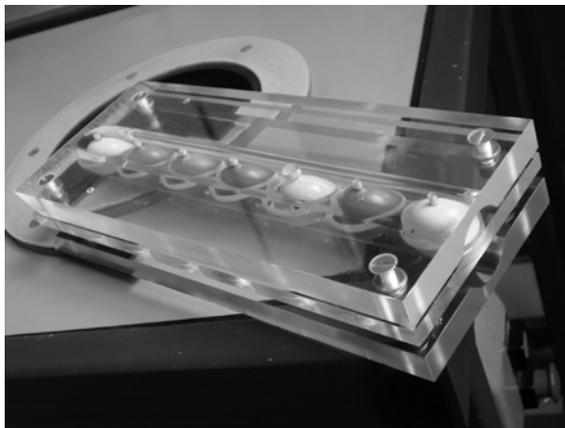


figure III.5 - Montage représentant une succession de billes dans une portion d'un roulement de diamètre infini

La figure III.6 synthétise les mesures de coefficient de traînée réalisées sur une bille pour différentes configurations (alignement/seule, cage/ ou non, bagues/ou non). Le principe de la mesure est validé par rapport au coefficient de traînée d'une bille seule mesuré sur le banc et comparé aux valeurs issues de la bibliographie [MIL_98]. Il est également vérifié que ce coefficient est quasiment constant pour des nombres de Reynolds élevé ($Re > 1.10^3$). Il ressort de cette analyse que l'alignement est le paramètre le plus influent sur le coefficient (environ 80%) là où la cage et la bague n'ont qu'une influence très faible (environ 10%). Dans le cas étudié le coefficient de traînée d'une bille dans une configuration roulement, serait ainsi environ cinq fois moindre que celui d'une bille isolé, soit $C_D \approx 0,09$.

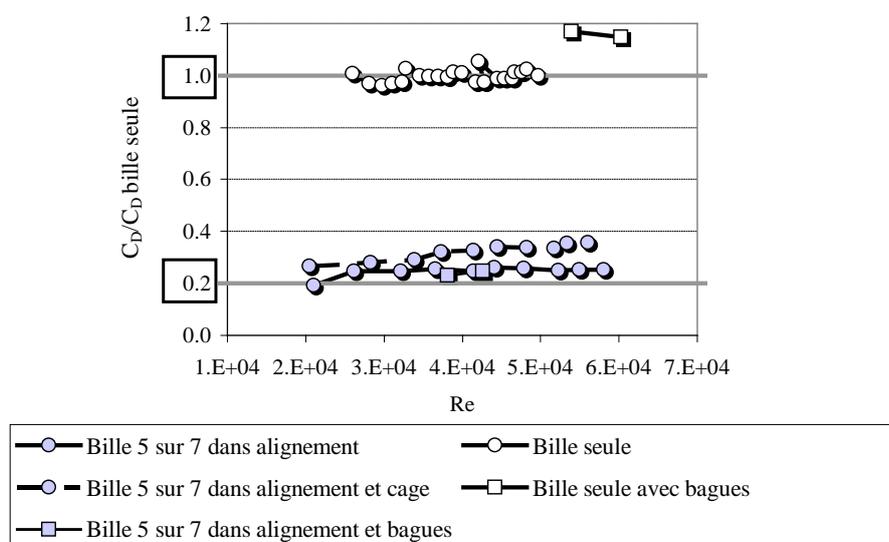


figure III.6 - Influence de l'alignement, des bagues et de la cage sur le coefficient de traînée d'une bille

Fixant le coefficient de traînée des billes du roulement, il est alors possible de discriminer la fraction d'huile dans le roulement (X) à partir des résultats ($X.C_D$) de la figure III.3. Néanmoins, comme montré précédemment, suivant l'hypothèse retenue sur la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique, cette valeur n'est pas la même. Il est alors proposé d'estimer et d'analyser l'influence de ces deux hypothèses sur le comportement thermique du roulement.

III.2.4 L'APPROCHE THERMIQUE

Le réseau thermique utilisé pour décrire l'échauffement du roulement étudié est basé sur celui décrit précédemment dans le paragraphe II.2, étendu à l'arbre et au carter (figure III.7). Ceux-ci, comme décrits au paragraphe II.5.3.2, sont modélisés par des cylindres creux coaxiaux soumis à de la conduction axiale et à de la convection sur leur face interne et externe.

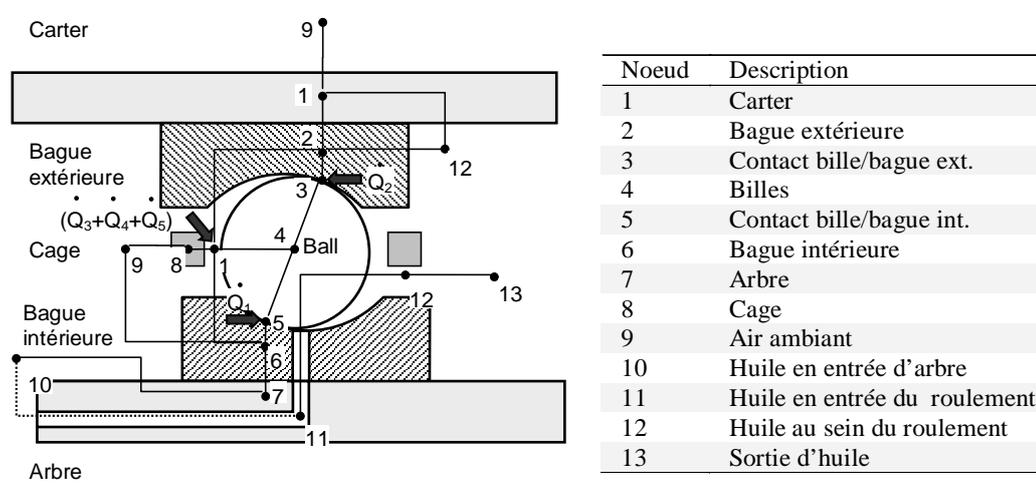


figure III.7 - Réseau thermique du roulement d'études

Il est supposé que la face externe du carter est soumise à de la convection forcée avec l'air de pressurisation qui est considéré à température constante. Sur sa face interne, le ruissellement de l'huile par projection sur les parois, est pris en compte par de la convection forcée.

Dans les conditions nominales de fonctionnement, le nombre de Peclet est de l'ordre de 7000, ce qui justifie l'expression de la résistance de striction employée. De plus l'hypothèse retenue sur le comportement isotherme des billes est justifiée par le faible nombre de Biot associé (de l'ordre de 8.10^{-2}).

La lubrification de ce roulement est assurée par un jet qui projette de l'huile sur l'arbre équipé d'écofes, le liquide étant ensuite centrifugé au travers de la bague intérieure. L'huile s'échauffe donc lors de son passage dans l'arbre et est injectée dans le roulement à une température qui peut s'exprimer par :

$$T_{11} = T_{10} + \frac{Q_{7-10}}{\dot{m}.C_p} \quad (\text{III.3})$$

Où :

- T_{10} : température d'huile sur l'arbre [°C]
- T_{11} : température d'huile en entrée du roulement [°C]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [kg.s⁻¹]
- Q_{7-10} : flux de chaleur passant de l'arbre à l'huile [W]
- C_p : chaleur spécifique du lubrifiant [J.kg⁻¹.°C⁻¹]

La schématisation des transferts thermiques peut alors se faire via une matrice d'échange analogue à celle présentée dans le paragraphe II.3.3. Les sources de chaleur injectées dans le réseau thermique sont quant à elles calculées grâce au modèle de perte de puissance décrit dans le paragraphe II.2. Elles diffèrent concernant la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique et conduisent de ce fait à des identifications de fraction d'huile différentes. La conséquence est double :

- différence dans la localisation des sources de chaleur,
- différence dans les niveaux d'échanges convectifs.

Le comportement thermique simulé du roulement est différent suivant les deux approches (figure III.8). La comparaison de la température de bague extérieure mesurée et simulée tend ainsi à démontrer que :

- les deux approches conduisent à des tendances identiques à celles constatées expérimentalement : augmentation quasi linéaire de la température de la bague extérieure avec la vitesse et très peu de variation avec la charge axiale,
- suivant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique, l'écart entre essais et théorie est respectivement de l'ordre de 10% et de 40%.

NB : L'écart entre les essais et les simulations est rapporté à la mesure de l'écart de température entre la bague extérieure et l'huile injecté.

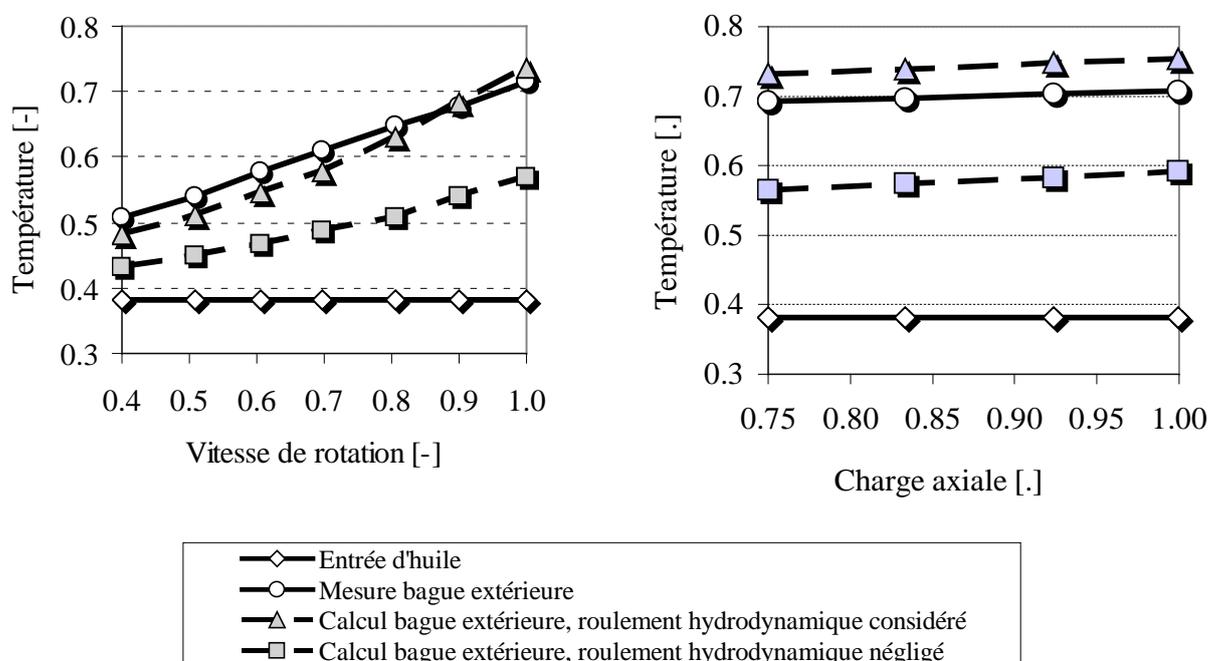


figure III.8 - Influence de la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique sur l'échauffement du roulement

Dans un roulement grande vitesse, le modèle de perte de puissance le plus pertinent au regard de l'approche thermique est donc celui prenant en compte les forces de roulement hydrodynamique.

III.2.4 VALIDATION

La démarche employée pour corréliser la fraction d'huile dans le roulement s'inspire de celle menée en 1984 par Parker [PAR_84]. Ses corrélations se basent sur plusieurs séries d'essais sur des roulements de tailles différentes et un modèle de perte de puissance prenant en compte les forces de roulement hydrodynamique. Il suppose que le coefficient de traînée d'une bille de roulement est identique à celui d'une bille isolée dans un milieu infini. La loi de comportement qu'il en retire s'exprime alors sous la forme :

$$\begin{cases} C_D = 0,45 \\ X = 62,8 \frac{\dot{m}_{oil}^{0,37}}{\rho_{oil}^{0,37} \cdot \omega \cdot d_m^{1,7}} \end{cases} \quad (III.4)$$

Où :

- C_D : coefficient de traînée d'une bille de roulement [-]
- X : fraction d'huile dans le roulement [-]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ : masse volumique du lubrifiant [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- ω : vitesse de rotation de la bague intérieure [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]

La figure III.9 présente une comparaison pour différentes vitesses de rotation entre les corrélations de Parker et celles issues de l'analyse détaillée dans le paragraphe III.2.2. Ces deux approches concordent de manière très satisfaisante avec une erreur relative maximum de l'ordre de 20% à basse vitesse et de l'ordre de 5% à grande vitesse. Le modèle thermo mécanique développé est donc validé grâce une méthode multi physique originale (mécanique, thermique et aérodynamique) [POU110], [POU210], [POU310].

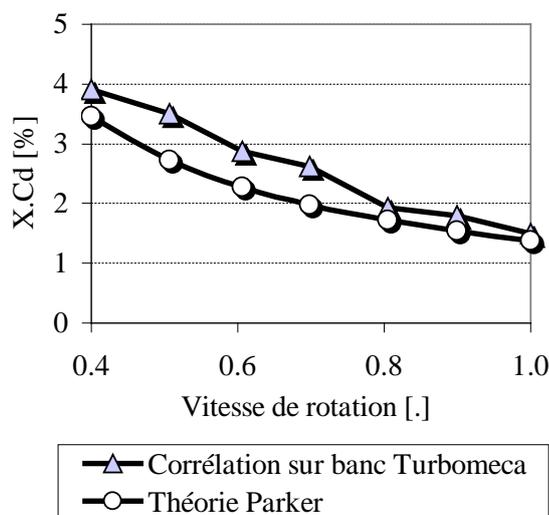


figure III.9 - Confrontation des corrélations du produit $X.C_D$ obtenues à celles issues de l'analyse de Parker. Le roulement hydrodynamique est pris en compte

L'analyse présentée dans cette étude ne peut décrire que l'influence de la vitesse. La formulation de Parker présente quant à elle l'intérêt de décrire l'influence à la fois de la vitesse de rotation, du diamètre primitif et du débit d'huile injecté dans le roulement. Etant donné la concordance de ces deux approches concernant la vitesse, la formule de Parker est donc retenue pour l'établissement du modèle thermo mécanique.

Cependant comme il est démontré dans le paragraphe III.2.3, la valeur du coefficient C_D utilisé par Parker est surestimée d'un facteur cinq environ. Il est donc proposé de modifier sa formulation [POU110], [POU210], [POU310], en prenant en compte l'influence de d'alignement des billes par :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_D = 0,09 \\ X = 3,14 \cdot 10^2 \frac{\dot{m}_{oil}^{0,37}}{\rho_{oil}^{0,37} \cdot \omega \cdot d_m^{1,7}} \end{array} \right. \quad (III.5)$$

III.3 – APPLICATIONS

III.3.1 ETUDE PARAMETRIQUE EN REGIME STATIONNAIRE

NB1 : Les abréviations suivantes sont utilisées dans cette partie

- *BEX : contact bille/bague extérieur*
- *BIN : contact bille/bague intérieur*

NB2 : Les paramètres adimensionnés sont représentés en caractères gras soulignés

- *Vitesse nominale : $\underline{\omega} = 1$*
- *Charge nominale : $\underline{F_a} = 1$*
- *Débit nominal : $\underline{Q} = 1$*
- *Température d'huile injectée : $\underline{T} = 0,4$*

NB3 : La balance des flux (ψ) au contact entre deux corps 1 et 2 s'exprime par :

$$\psi = \frac{1}{2} \left(\frac{Q_{c1} - Q_{c2}}{Q_{c1} + Q_{c2}} \right) \quad (\text{III.6})$$

Où :

- Q_{c1} : flux de chaleur dirigé du contact vers le solide 1 [W]
- Q_{c2} : flux de chaleur dirigé du contact vers le solide 2 [W]

III.3.1.1 INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION (FIGURE III.11)

La perte de puissance par traînée aérodynamique évolue en fonction du cube de la vitesse, ce qui en fait une source principale pour les roulements à haute vitesse dans des conditions nominales de fonctionnement ($\approx 60\%$ pour $\underline{\omega} = 1$). La perte BEX quant à elle augmente plus fortement que la perte BIN, et ce en raison de la centrifugation des billes. Ceci se confirme d'ailleurs, lorsque la vitesse augmente, par l'augmentation respective des pressions de contact BEX et BIN, de la diminution de l'angle de contact extérieur et de l'augmentation de l'angle de contact intérieur.

La puissance dissipée est évacuée en grande partie par le passage de l'huile au sein du roulement ainsi que par ruissellement ($\approx 90\%$ pour $\underline{\omega} = 1$). Contrairement à ceci la chaleur évacuée par l'huile dans son passage dans l'arbre est d'un ordre beaucoup plus faible ($\approx 10\%$). L'air joue quant à lui un rôle négligeable dans l'évacuation de la chaleur.

L'hypothèse qui consiste à considérer une équi-répartition des flux de chaleur générés aux contacts ne s'avère plus fondée lorsque que l'analyse thermique porte sur l'ensemble du roulement [POU310]. La balance des flux révèle ainsi que la majorité de la perte BIN est drainée par la bague intérieure et donc par l'arbre. A grande vitesse, il apparaît également que ce flux de chaleur n'est pas uniquement dû à la perte BIN (balance ψ supérieure à un) et qu'une partie provient du reste du roulement. La perte BEX est quant à elle répartie de manière relativement homogène entre le carter et la bague intérieure (balance ψ quasi nulle).

En outre, l'analyse des résultats révèle que la température de la bague extérieure est très proche de celle de l'huile en sortie de roulement. Il apparaît qu'une augmentation de la vitesse se traduit par une évolution quasi linéaire de celle-ci. Cette analyse est confirmée par plusieurs auteurs [GAF_93], [PAT_94].

III.3.1.2 INFLUENCE DE LA CHARGE AXIALE (FIGURE III.12)

De nombreuses approches tendent à montrer qu'à grande vitesse, un roulement faiblement chargé est soumis à du glissement de cage [HAR_71], [DOM_86], [PAT_94], [PIN_98]. Ces analyses sont confirmées par les mesures sur le banc d'essais (figure III.10). Il apparaît effectivement que pour une charge axiale suffisante ($F_a > 0,8$), la vitesse de rotation de la cage est proche de sa vitesse théorique ($\approx 45\%$ de la vitesse d'arbre). L'hypothèse retenue étant de considérer un glissement de cage nul, le modèle mécanique développé n'est donc plus valide pour une charge axiale inférieure à 0,8.

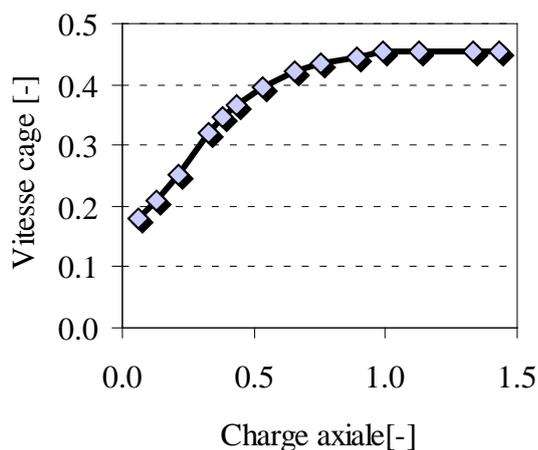


figure III.10 - Mesure expérimentale de l'influence de la charge axiale sur le glissement de cage

La puissance totale dissipée dans le roulement est très peu sensible à la variation de charge axiale comme le montre la figure III.12. Son augmentation a tendance à diminuer l'influence relative des forces centrifuges : les angles de contacts et les pressions associées tendent ainsi vers des asymptotes. Cette modification affecte également la cinématique des éléments roulants, ce qui explique la faible variation de la perte par traînée.

L'augmentation des pertes BIN et BEX, situées près des massifs, se traduit donc par un échauffement plus marqué des bagues, là où la température de l'huile reste très peu affectée.

De nouveau, il apparaît que du fait de l'interconnexion des sources de chaleur, la répartition des flux de chaleur n'est pas identique entre les corps en contact. De ce fait, la balance des flux ψ n'est pas nulle.

III.3.1.3 INFLUENCE DU DEBIT D'HUILE (FIGURE III.13)

Le débit d'huile n'a pas de conséquence sur la distribution de charge dans le roulement. Néanmoins, son augmentation impacte fortement :

- la perte dissipée par traînée aérodynamique (augmentation de la densité du brouillard d'huile)
- les échanges convectifs entre les billes et le lubrifiant (augmentation du nombre de Nusselt associé au brouillard d'huile)
- la capacité d'évacuation de la chaleur par le lubrifiant.

La température du roulement résulte ainsi d'un équilibre entre ces effets antagonistes. D'après les hypothèses retenues, il apparaît cependant que la température de l'huile en sortie et au sein du roulement a tendance à diminuer avec l'augmentation du débit. Par voie de conséquence, tous les éléments qui échangent de la chaleur par convection avec l'huile voient également leur température chuter (lorsque le débit augmente).

III.3.1.4 INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE D'HUILE INJECTÉE (FIGURE III.14)

L'augmentation de la température d'huile injectée dans le roulement se traduit par une augmentation quasi linéaire de la température du roulement (bague extérieure et sortie d'huile). La viscosité du lubrifiant étant plus faible du fait de l'élévation de température, les pertes de puissance diminuent également mais de manière assez légère. Maintenir un roulement chaud peut donc être bénéfique dans une certaine mesure. Il est également envisageable d'utiliser une huile de viscosité inférieure pour obtenir des résultats analogues (exemple 3cSt au lieu de 5csT à 100°C).

L'état de l'art tend à montrer des conclusions expérimentales cohérentes avec les tendances identifiées par le modèle concernant l'influence de la vitesse, de la charge, du débit et de la température d'huile injectée [SIG_74], [PAR_78], [SCH_80], [PAT_94], [PIN_98], [PIN_00]. Ceci permet donc de valider les hypothèses retenues et le modèle thermo mécanique développé.

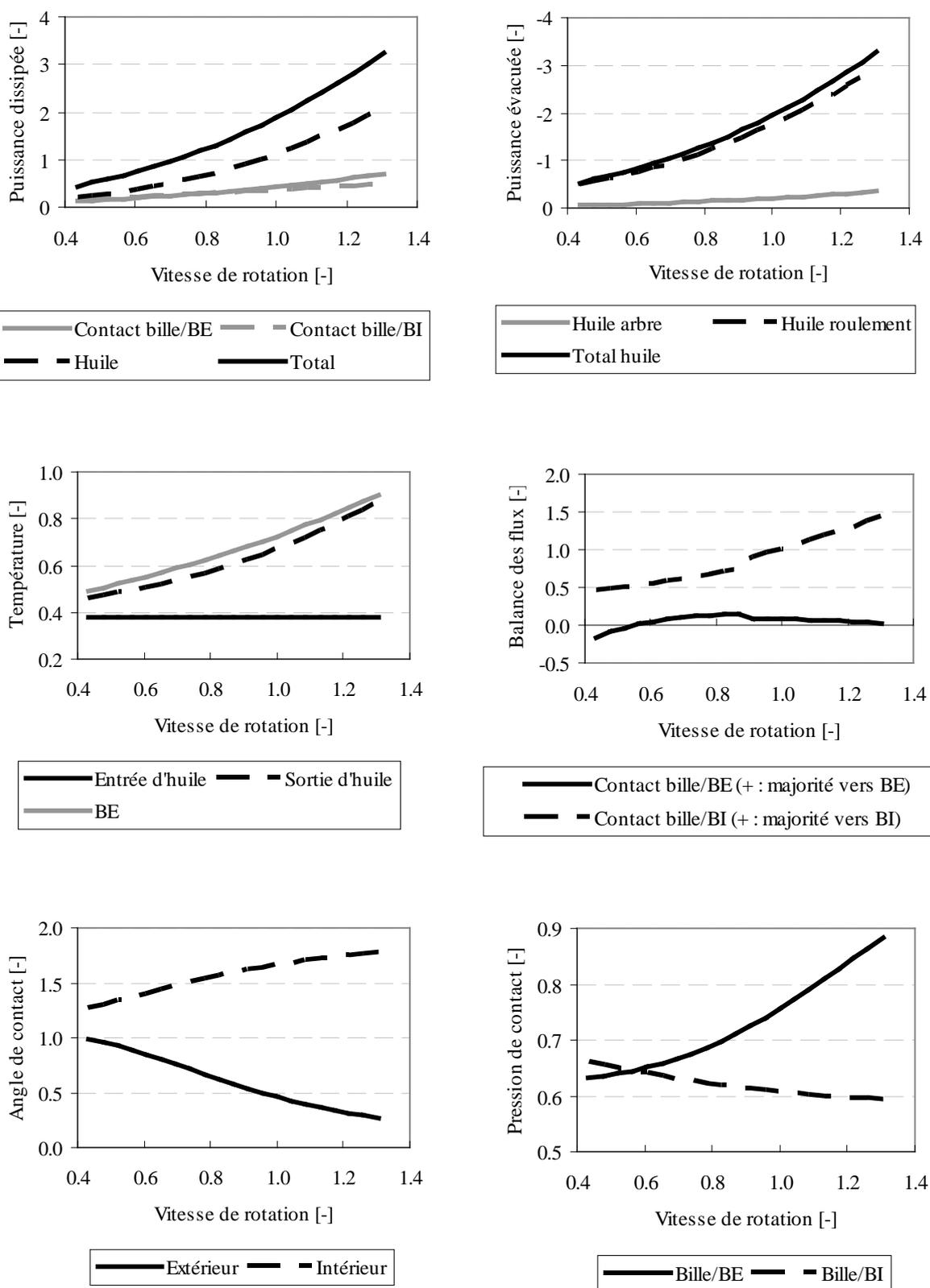


figure III.11 - Influence de la vitesse de rotation sur le comportement thermo mécanique d'un roulement à billes

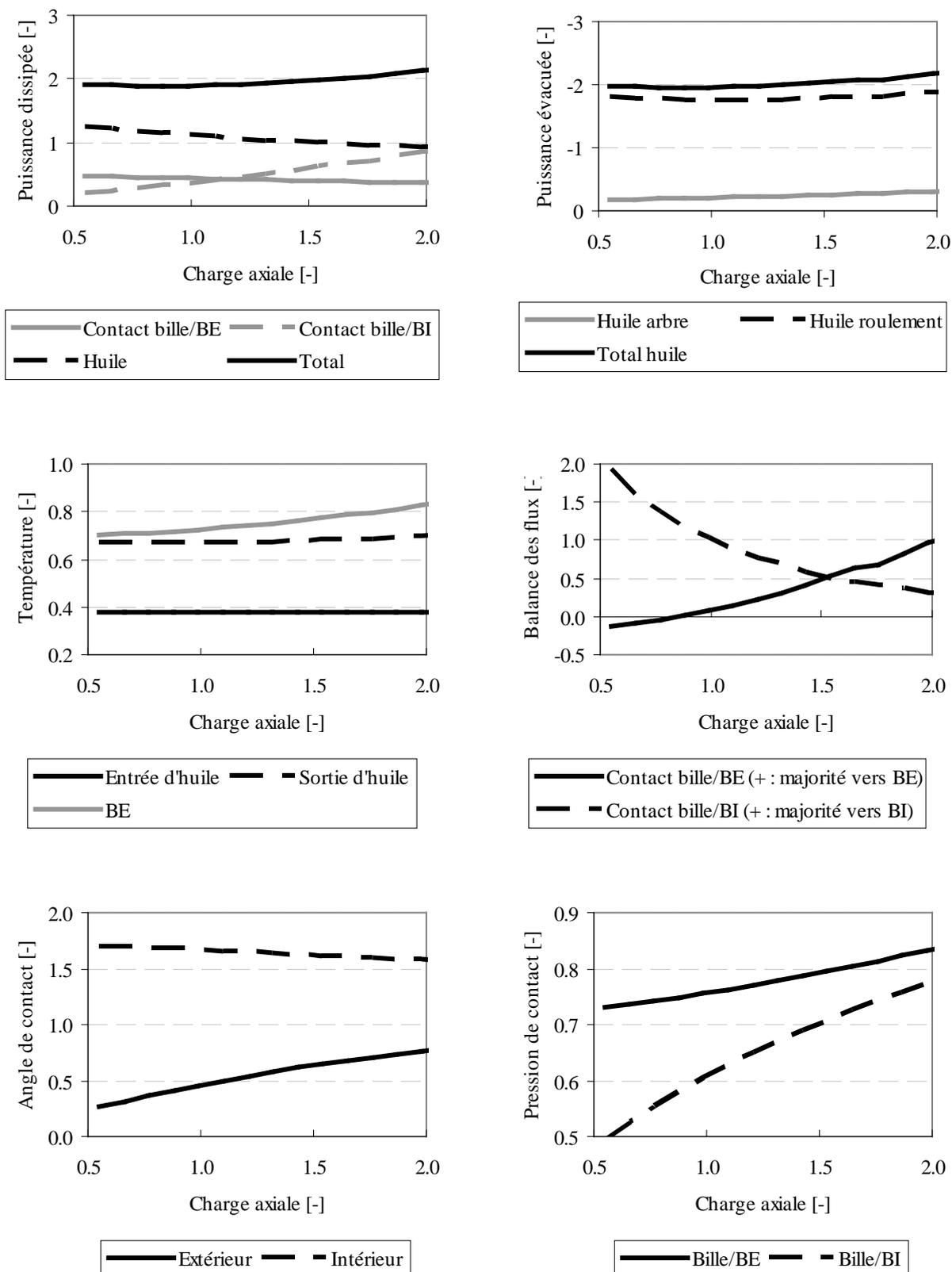


figure III.12 - Influence de la charge axiale sur le comportement thermo mécanique du roulement à billes

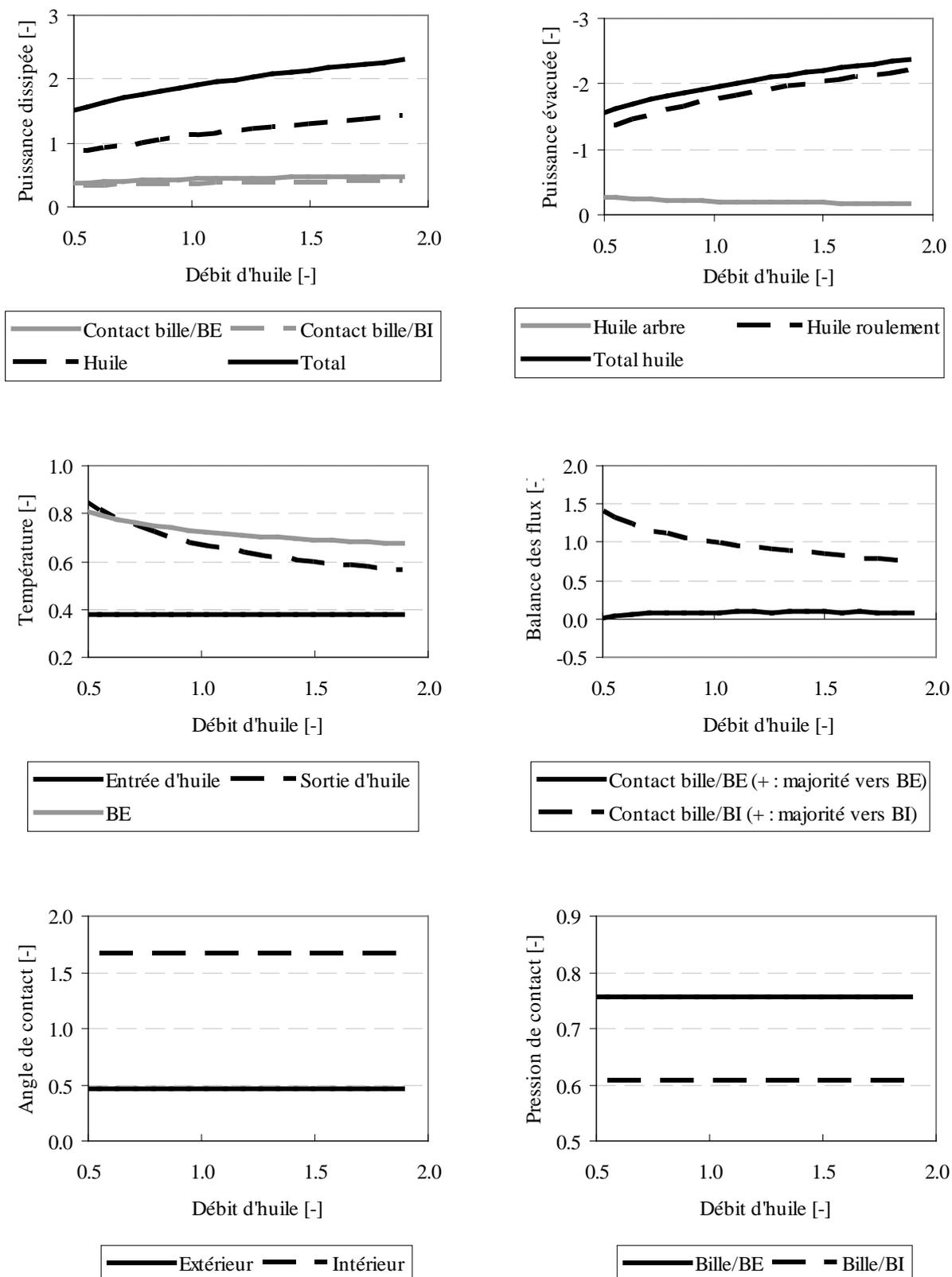


figure III.13 - Influence du débit d'huile sur le comportement thermo mécanique du roulement à billes

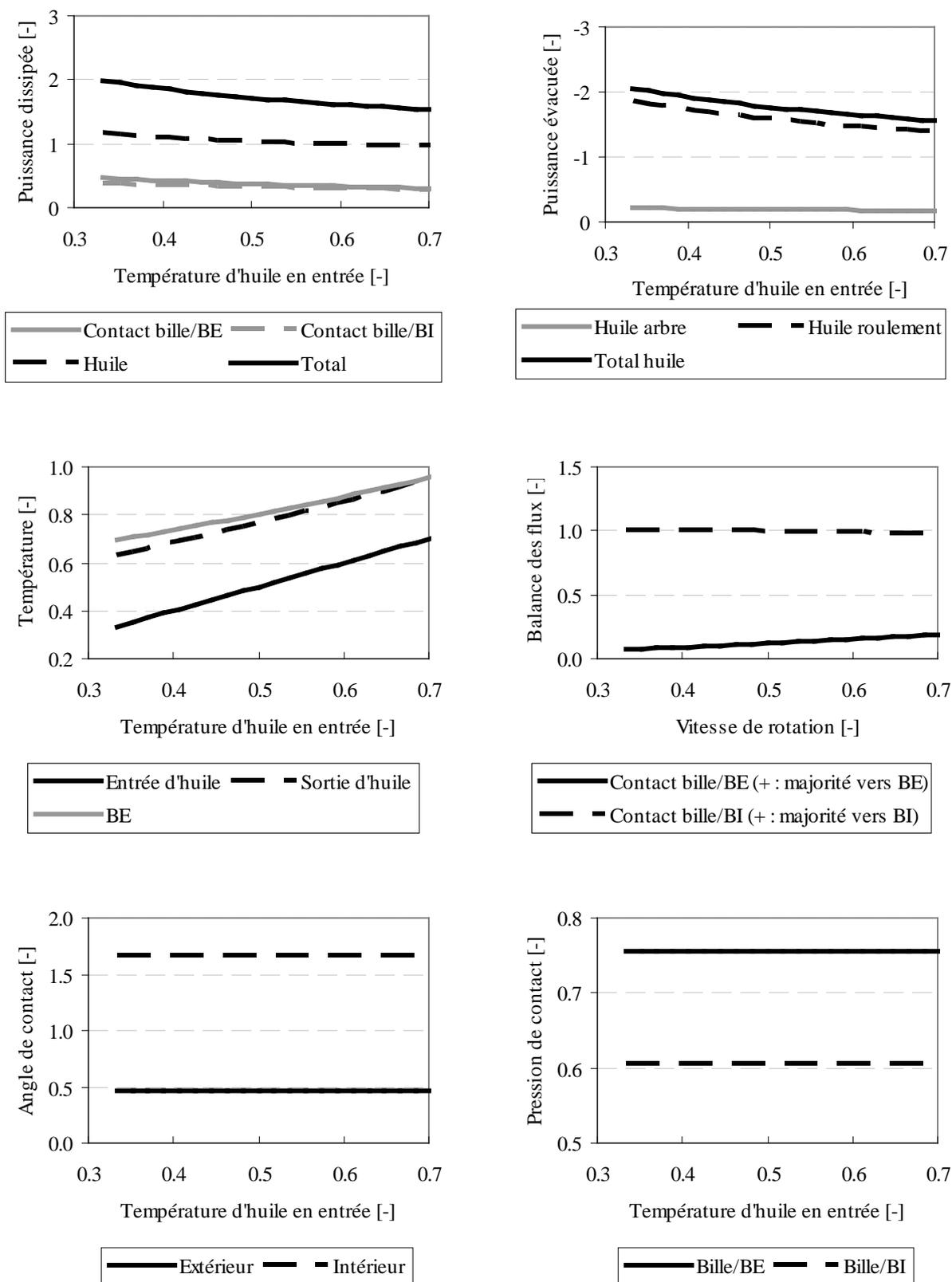


figure III.14 - Influence de la température d'huile sur le comportement thermo mécanique du roulement à billes

III.3.2 SIMULATION TRANSITOIRE D'UNE MONTEE EN VITESSE D'UN ROULEMENT FROID (FIGURE III.15)

L'analyse temporelle de l'échauffement du roulement est basée sur une analyse à chaque pas de temps de l'équilibre thermo mécanique en prenant en compte l'inertie thermique. L'inertie mécanique peut être pris en compte au travers de la vitesse d'arbre dont l'évolution peut être fixée en fonction d'une analyse de dynamique d'arbre. L'illustration des performances du modèle développé porte ainsi dans cette partie sur la simulation d'un scénario d'une montée en vitesse d'un roulement froid.

A très basse vitesse, la perte de puissance dans le roulement est très faible et est majoritairement générée par le frottement aux contacts. Dans le cas où l'huile qui est injectée est froide, tout comme l'air de pressurisation, la température du roulement est alors relativement proche de celle-ci.

L'augmentation de la vitesse se traduit par une augmentation brutale de la perte de puissance, due forces de frottements et de traînée aérodynamique. Cependant à basse température, le frottement visqueux est prédominant dans la perte de puissance totale. Ces pertes provoquent un échauffement progressif des composants du roulement et du lubrifiant. L'hypothèse est de considérer que la montée en température de l'huile injectée varie proportionnellement à la vitesse de rotation de l'arbre. Etant donné que la viscosité varie de manière exponentielle avec l'inverse de la température, cet échauffement s'accompagne alors d'une diminution des pertes par frottement.

C'est pourquoi, la montée en vitesse progressive d'un roulement froid se caractérise alors par un pic du couple résistant. Les températures évoluent quant à elles de manière beaucoup plus régulière, et ce en raison de l'inertie thermique du système. Cependant, il est intéressant de noter que l'évolution relative de la température de la bague extérieure par rapport à la bague intérieure passe par un pic. La dilatation différentielle des différents composants du système (arbre, bagues, carter) pourrait alors engendrer des contraintes mécaniques.

La simulation présentée précédemment est basée sur la formulation de la fraction d'huile de type Parker modifié (§III.2.4). Celle-ci a cependant été établie pour des vitesses de rotation élevées comme le montre le tableau III.1 et son utilisation en dehors du domaine de définition reste donc délicate. Il serait donc intéressant d'étendre la formule de Parker à un domaine de vitesse, débit et diamètre plus vaste.

Référence	Alésage [m]	Diamètre primitif [m]	Vitesse mini [trs/min]	Vitesse maxi [trs/min]	N.dm 10 ⁶ [-]	Débit huile mini [l/h]	Débit huile maxi [l/h]
[SIG_74]	35	50	28000	72200	2,5	5	114
[SCH_80]	120	170	12000	15000	3,0	180	360
[Com. privée]	167	240	6000	15000	2,5	520	710

tableau III.1 - Domaine de variation des paramètres utilisés pour établir la formule de Parker [PAR_84]

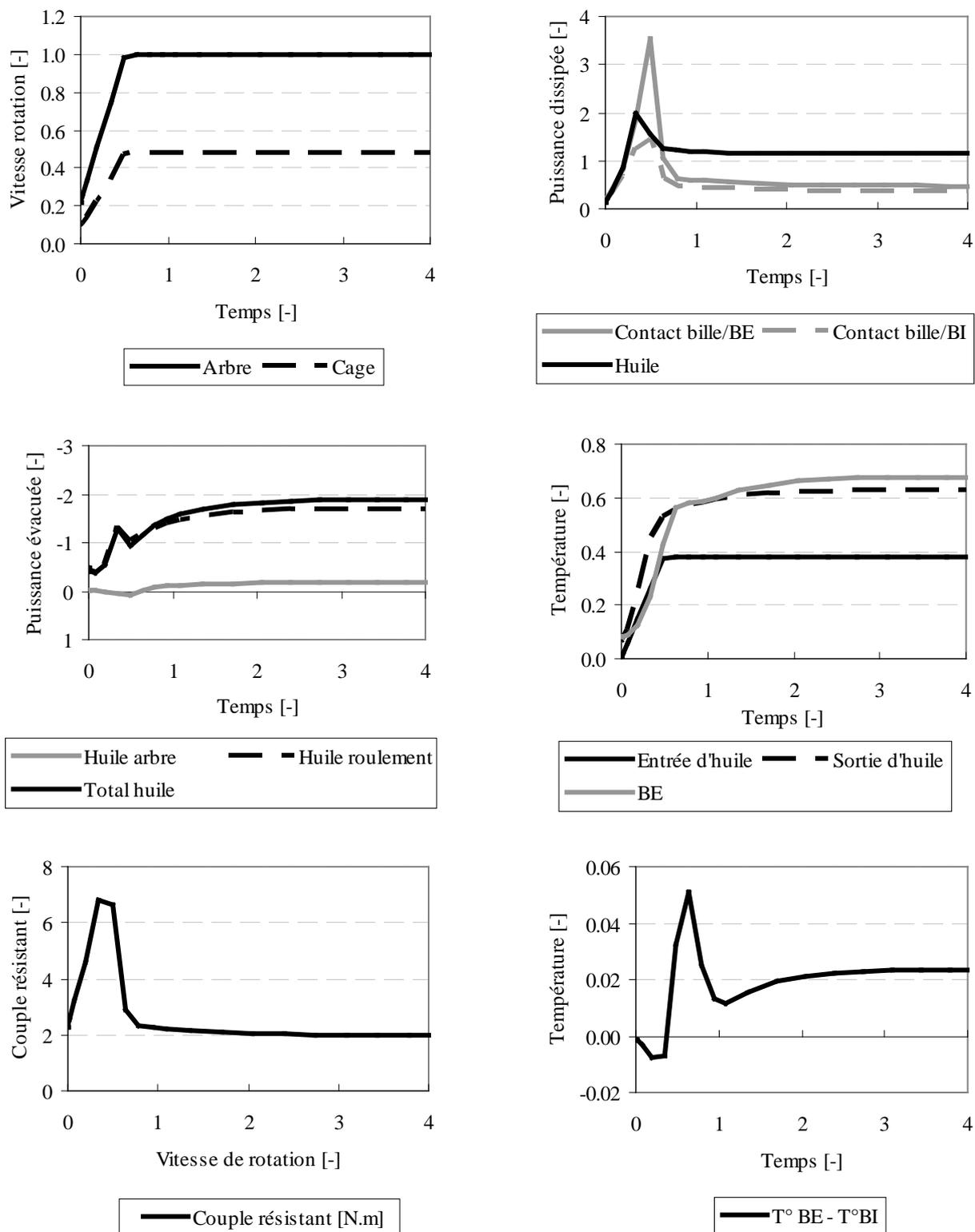


figure III.15 - Simulation thermo mécanique d'un roulement à billes froid soumis à une montée en vitesse

III.3.3 INVESTIGATIONS DES CONSEQUENCES D'UNE INTERRUPTION DE LA LUBRIFICATION

Les analyses présentées jusqu'ici s'attachent à décrire le fonctionnement thermo-mécanique lubrifié d'un roulement à billes grande vitesse. Il se peut que pour des raisons diverses, le débit d'huile injecté dans celui-ci vienne à être interrompu. L'interruption de la lubrification pour un roulement en fonctionnement est en ce sens un cas extrême qui, sous peine de destruction prématurée, nécessite deux interventions possibles :

- stopper le roulement,
- réalimenter en lubrifiant.

Suivant les configurations, il s'écoule cependant un certain laps de temps entre le début de l'interruption de la lubrification et le moment où le roulement peut être stoppé ou réalimenté en huile. Il s'en suit alors un régime thermo-mécanique transitoire complexe qui amène le roulement dans des zones de fonctionnement critique.

L'interruption d'huile se traduit par une diminution brusque de la perte par traînée aérodynamique du fait de la diminution de la densité du brouillard d'huile. Les pertes par frottement aux contacts sont de ce fait prédominantes et la quantité d'huile résiduelle dans le roulement devient un paramètre clé pour la lubrification des surfaces en contact.

III.3.3.1 LA SOUS ALIMENTATION DANS LES CONTACTS EHD

La modélisation de la sous-alimentation dans les contacts EHD a fait l'objet de nombreux travaux couplant souvent les approches numérique et expérimentale. Parmi les précurseurs figurent ainsi Wedeven [WED_75], Hamrock [HAM_77] et Chittenden [CHI_87]. Il apparaît ainsi que l'épaisseur de film ne peut pas dépasser une certaine valeur, quelle que soit la quantité de lubrifiant disponible en entrée de contact. Ceci correspond au régime sur alimenté. A contrario, lorsque la quantité de lubrifiant disponible diminue, la taille du ménisque d'huile dans le convergent du contact passe au dessous d'une taille critique. L'épaisseur de film dans le contact diminue alors et caractérise ainsi le passage au régime sous-alimenté. Hamrock [HAM_77], exprime ainsi le lien entre l'épaisseur de film en régime sur-alimenté et sous-alimenté :

$$H_{c,S} = H_{c,F} \left(\frac{m-1}{m^*-1} \right)^{0,29} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

$$m^* = 1 + 3,06 \left[\left(\frac{R_x}{b} \right)^2 H_{c,F} \right]^{0,58} \quad (\text{III.8})$$

Où :

- m : position du ménisque d'entrée [-]
- m^* : position critique du ménisque d'entrée [-]
- R_x : rayon de courbure équivalent dans le sens du roulement [m]
- b : demi largeur de contact dans la direction du roulement [m]
- $H_{c,F}$: épaisseur de film d'huile centrale en régime sur alimenté [-]
- $H_{c,S}$: épaisseur de film d'huile centrale en régime sous alimenté [-]

Ces approches restent néanmoins liées à la détermination de la position du ménisque d'huile en entrée du contact qui reste un paramètre délicat à estimer. D'autres approches s'attachent à décrire l'évolution de l'épaisseur du film d'huile au sein du contact en fonction de l'épaisseur du film d'huile présente sur la piste de roulement [CHE298], [DAM_04], [VAN_09]. En effet, un contact venant à passer sur une surface lubrifiée, laisse derrière lui une trace similaire à celle que peut laisser la roue d'une voiture sur une route mouillée. Si un autre contact vient à passer dans cette trace, alors qu'elle n'a pas encore disparue, il se peut qu'il y ait sous alimentation (figure III.16).

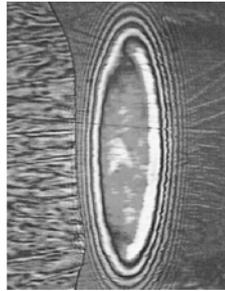


figure III.16 - Contact EHD sous alimenté [DAM_04]

Chevalier [CH298] et Damiens [DAM_04] présentent un modèle estimant la réduction du film d'huile en fonction du nombre de passage du contact. Van Zoelen [VAN_09], exprime quant à lui cette réduction en fonction du temps. Il part en effet du constat que dans un palier à roulements, le nombre de passage de contacts est difficile à estimer du fait des fréquences de passage différentes pour les bagues et les éléments roulants.

Différents travaux ont porté par ailleurs sur l'expression numérique de l'assèchement de la piste [JAC_98], [CAN_04], là où d'autres proposent des résolutions semi analytiques de la réalimentation [OLA_93], [OLA_97].

Ces approches restent néanmoins difficile à appliquer au cas d'un roulement à billes, dans lequel l'évolution de l'épaisseur du film d'huile résiduel sur les surfaces reste aujourd'hui non déterminée.

III.3.3.2 ETAT DE L'ART SUR L'INTERRUPTION DE LA LUBRIFICATION D'UN ROULEMENT

L'état de l'art révèle l'existence de plusieurs modèles thermomécaniques s'attachant à décrire l'impact de l'interruption d'huile sur le roulement [PIR_79], [GEN_83], [COE_84], [IJU_94], [KAN_97], [SHO_97]. Parmi ceux-ci plusieurs considèrent une perte par traînée nulle et du frottement sec aux différents contacts [PIR_79], [COE_84]. Gentle quant à lui propose d'utiliser des coefficients de sous alimentation permettant de passer d'une approche lubrifiée à une approche de type frottement sec [GEN_83]. Cette hypothèse est reprise par la suite par d'autres auteurs [IJU_94], [SHO_97].

Ijuin [IJU_94] et Shoda [SHO_97] se sont intéressés aux conséquences d'une interruption de la lubrification sur le comportement thermo mécanique d'un roulement à billes de grande dimension (alésage : 150mm, vitesse de rotation : 15000trs/min, débit lubrification : 900l/h). Les mesures qu'ils réalisent tendent à montrer que dans le cas d'un roulement en acier (M50), celui-ci grippe environ 25 secondes après l'interruption de la lubrification. Ce phénomène se traduit par une fusion et un arrachement de matière aux points de contacts, conduisant ainsi à la ruine du système.

Ces auteurs présentent en parallèle un modèle permettant d'estimer les différentes sources de chaleur au sein du roulement. De manière analogue à Gentle [GEN_83], le passage du régime de lubrification en film complet au régime mixte (sous alimentation) est un paramètre d'entrée de leur approche. En confrontant les résultats d'essais aux résultats théoriques, ils estiment ainsi la pertinence des différentes hypothèses retenues.

Lors de l'interruption de la lubrification pour le roulement acier, trois phases se distinguent (figure III.17) :

- (1) : $t=0s$ à $t=14s$, la vitesse de cage reste sensiblement constante et le roulement s'échauffe graduellement. Les contacts sont séparés par un film d'huile complet.
- (2) : $t=14s$ à $t=21s$, la vitesse de cage diminue et l'échauffement du roulement s'intensifie. Ceci correspond au changement de contrôle de bille par la bague intérieure et non plus par la bague extérieure. En effet il y a assèchement de la piste de roulement intérieure par centrifugation de l'huile dans la gorge de la bague extérieure.
- (3) : $t=21s$ à $t=25s$, la vitesse de cage diminue encore plus fortement, elle est freinée. Ceci se traduit donc par l'augmentation du glissement relatif au contact bille/bague et par la puissance dissipée. Le grippage du roulement est alors très vite observé.

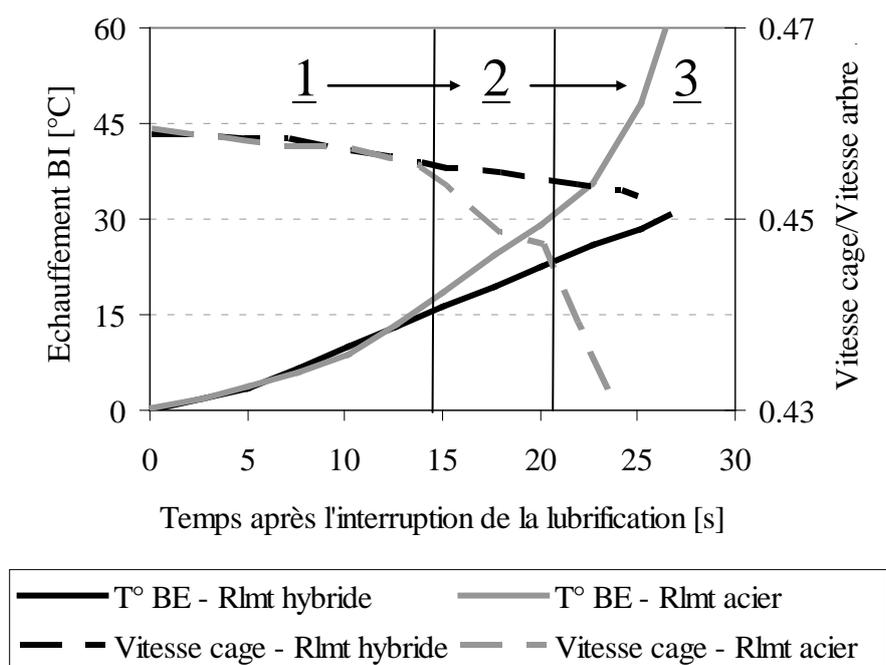


figure III.17 - Mesure de l'échauffement d'un roulement à billes soumis à une interruption de la lubrification à $t=0s$ [SHO_97]

Shoda [SHO_97] montre qu'un roulement hybride à billes céramiques (Si_3N_4) obtient une tenue bien meilleure à l'interruption de la lubrification par rapport à un roulement acier (figure III.17). Selon l'auteur, cette différence s'explique par le faible coefficient de dilatation thermique de la céramique qui conduit à des variations du jeu diamétral plus faible que dans le cas d'un acier. L'influence de la dilatation différentielle du roulement est également mise en avant par Pirvics [PIR_79].

Il serait donc intéressant d'intégrer la dilatation différentielle des composants au modèle développé dans cette étude.

III.3.3.3 SIMULATION D'UN SCENARIO D'INTERRUPTION DE LA LUBRIFICATION SUIVIE D'UNE REALIMENTATION

Basé sur les constatations expérimentales précédentes, un scénario d'interruption de la lubrification suivie d'une réalimentation, est alors mis en place grâce au modèle thermo-mécanique développé dans cette étude. La figure III.18 présente ainsi le comportement thermomécanique simulé du roulement décrit dans le paragraphe III.2.2, au cours des différentes phases qui sont :

- $t < 0$: régime permanent lubrifié, conditions de fonctionnement nominales.
- $0 < t < 0,10$: Diminution progressive du débit d'huile, jusqu'à suppression totale. La puissance dissipée par traînée aérodynamique chute, du fait de la diminution de la fraction d'huile dans l'air (cf. §II.1.3). L'huile, absente, ne joue plus son rôle de fluide caloporteur et la puissance évacuée chute brusquement également. Augmentation progressive de la température du roulement (températures de la bague extérieure et du contact bille/bague extérieure représentées).
- $0,1 < t < 0,30$: Débit d'huile nul, les contacts sont supposés être toujours suralimentés en lubrifiant. La puissance globale dissipée est environ 50% inférieure à celle simulée en fonctionnement nominal, ceci se traduit au travers du couple résistant. Cependant du fait de l'évacuation médiocre de la chaleur (seulement l'air), le roulement s'échauffe quasi linéairement, la pente est caractérisée par son inertie thermique.
- $0,30 < t < 0,65$: débit d'huile nul, les contacts sont supposés être désormais totalement sous alimentés en lubrifiant, utilisation d'un frottement de type Coulomb. La puissance dissipée aux contacts augmente alors brusquement (+200%) et la puissance totale est alors environ 25% plus importante qu'en fonctionnement nominal. L'échauffement du roulement est alors plus important et reste linéaire. Les températures de contacts augmentent plus fortement que les températures de masse du fait de l'augmentation des sources de chaleur aux contacts.
- $0,65 < t < 0,75$: augmentation progressive du débit d'huile, jusqu'à retrouver sa valeur nominale. les contacts sont supposés être désormais suralimentés en lubrifiant. La perte de puissance par traînée augmente progressivement ainsi que la puissance évacuée par le lubrifiant. La température du roulement se met alors à décroître.
- $t > 0,75$: retour aux conditions de fonctionnement initiales. En raison de l'échauffement du roulement et de la diminution de la viscosité, le couple résistant est tout d'abord inférieure à l'état initial, mais augmente progressivement jusqu'à retrouver sa valeur initiale. Parallèlement à ceci, la puissance évacuée est tout d'abord plus importante qu'avant l'interruption de la lubrification (roulement plus chaud) et tend progressivement vers sa valeur initiale.

L'évolution de la température de la bague extérieure au cours de l'interruption de la lubrification est cohérente avec les mesures réalisées par Shoda [SHO_97]. De plus, la complexité des écoulements d'huile au cours de l'interruption d'huile justifie alors

l'utilisation d'une approche simplifiée et permet de déterminer les mécanismes fondamentaux associés. Deux pistes d'améliorations sont proposées :

- prendre en compte la cage dans la détermination de la distribution de charge au sein du roulement en autorisant son excentration et en prenant en compte le retard et/ou l'avance des éléments roulants les uns par rapport aux autres.
- Tester différentes évolutions du film d'huile aux contacts en fonction du débit d'huile injecté [GEN_83].

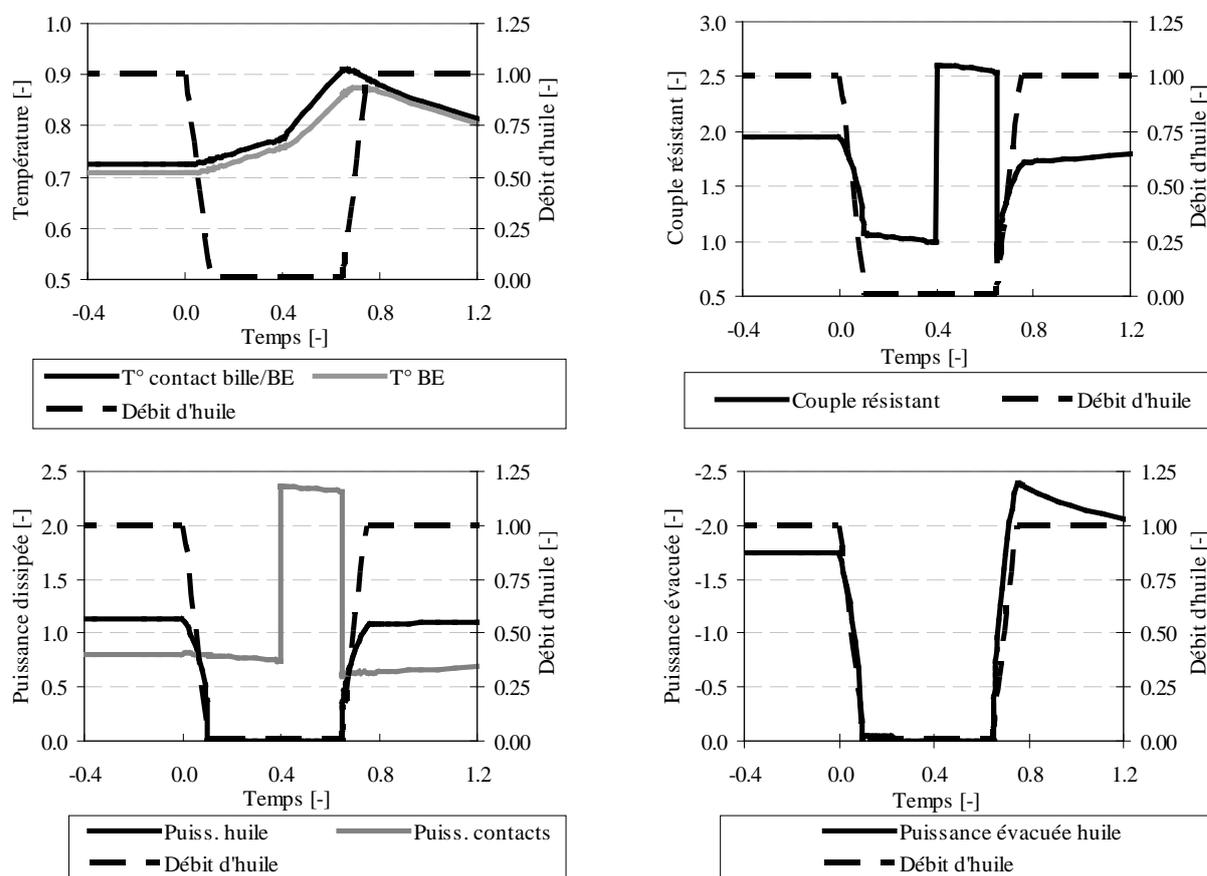


figure III.18 - Simulation thermo mécanique d'une interruption de la lubrification

L'analyse d'une interruption de la lubrification nécessite donc de comparer simultanément les estimations théoriques aux mesures suivantes :

- le couple résistant : permet de déterminer l'évolution de l'assèchement des pistes de roulement en lubrifiant en supposant que la perte de traînée devient négligeable dès la coupure d'huile. Les niveaux atteints peuvent également servir à vérifier l'hypothèse de frottement de Coulomb.
- La température des bagues : l'inflexion des pentes est révélateur d'une modification de la puissance dissipée. La pente détermine également l'inertie du roulement et permet ainsi de vérifier l'étendu du système à considérer.
- La vitesse de cage : sa modification explique un changement de contrôle de bille par la bague intérieure ou extérieure. Lors de l'interruption d'huile, l'huile résiduelle est projetée sur la piste extérieure, asséchant de ce fait la piste intérieure (passage à un contrôle par la bague intérieure). La diminution brutale de la vitesse de cage est révélatrice également d'une augmentation des forces de frottement entre celle-ci et les bagues et les éléments roulants.

III.4 – PERSPECTIVES D'AMELIORATIONS

La partie précédente détaille la validation du modèle thermo mécanique d'un roulement à billes en régime permanent et transitoire. Celui-ci se révèle alors être un outil performant pour décrire les mécanismes mis en jeu, et permet de ce fait d'estimer l'influence des différents paramètres pris en compte. Parallèlement à ceci, une étude bibliographique ouvre quant à elle des pistes de réflexions qui peuvent par la suite être analysées au travers de l'outil de simulation développé.

III.4.1 OPTIMISATION DE LA LUBRIFICATION

III.4.1.1 INJECTION DU LUBRIFIANT

La question se pose de savoir comment injecter l'huile dans le roulement de manière à obtenir une efficacité maximale tant en terme de lubrification que de refroidissement. L'approche standard vise à diriger un jet d'huile sur la bague intérieure du roulement, qui par centrifugation est projeté sur les éléments roulants et la bague extérieure. Cependant suivant les géométries et les conditions de fonctionnement, il est possible qu'une partie de l'huile projetée, ne pénètre pas le roulement et soit de ce fait inutile. Il est cependant d'une importance capitale, dans les applications aéronautiques, de limiter au maximum les débits. Ceux-ci déterminent en effet la masse du circuit d'huile et les puissances dissipées dans le roulement et dans la pompe à huile.

En 1985, Zaretsky dans ses travaux sur la lubrification des roulements grande vitesse, met en œuvre une injection d'huile par la bague intérieure [ZAR_85]. Un jet projette de l'huile sur l'arbre équipé d'écofes, le liquide est alors centrifugé dans des trous percés au travers de la bague intérieure et qui permettent ainsi une lubrification optimale (figure III.19). Cette méthode lui permet ainsi d'atteindre des NDM de 3.10^6 , là où une lubrification par jet limite à des NDM de l'ordre de $2,5.10^6$. A débit identique, Zaretsky montre ainsi que la lubrification par bague intérieure permet d'obtenir des niveaux de température de l'ordre de 20°C inférieurs à ceux constatés avec une lubrification par jet.

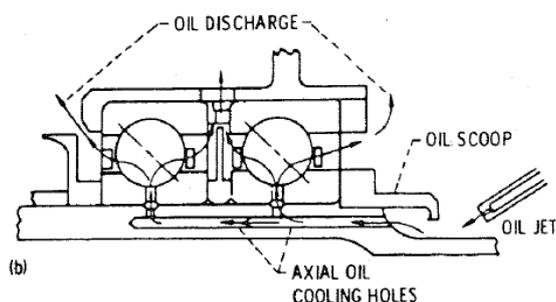


figure III.19 - Lubrification d'un appariement de roulement à billes par bague intérieure [ZAR_85]

Ce mode de lubrification est aujourd'hui très largement répandu dans les applications aéronautiques comme le décrit Flouros [FLO_06_1]. Celui-ci met également en évidence l'importance relative de la position de l'injection par rapport à la face chargée du roulement (cas où elle n'est pas réalisée en fond de gorge).

Des investigations sur la lubrification d'un roulement par jet d'huile et par brouillard d'huile ont été conduites par Pinel [PIN_01]. Il en ressort que la perte de puissance est directement liée au débit de lubrifiant et est indépendante du mode d'acheminement. Le jet d'huile conduit ainsi à des pertes plus importantes mais à des températures plus faibles que dans le cas de la lubrification par brouillard d'huile.

Dans les applications où la durée de vie du roulement est très courte, il est également possible d'injecter l'huile sous forme gazeuse à haute température [BRO_00].

III.4.1.2 REFROIDISSEMENT DE LA BAGUE EXTERIEURE

En 1974, Zaretsky présente un banc d'essais (figure III.1) sur lequel est monté un roulement à billes de 120mm d'alésage fonctionnant à 3.10^6 Ndm où les bagues intérieure et extérieure peuvent être refroidies [ZAR_74]. Cette approche tend à montrer que, dans ces conditions opératoires, le refroidissement de la bague extérieure n'a que très peu d'impact sur l'échauffement de la bague intérieure et sur la perte de puissance globale.

Par la suite d'autres essais où le lubrifiant passe par la bague extérieure (figure III.20) ont été menés notamment sur des roulements à rouleaux coniques [PAR_78]. En 1998, Pinel montre ainsi qu'il est possible de réduire les pertes de près de 40% en mettant en place un refroidissement de la bague extérieure sur un roulement à billes [PIN_98]. Cette approche permet surtout de contrôler la dilatation différentielle des bagues intérieure et extérieure et de ce fait de maîtriser l'influence de la thermique sur la distribution de charge.

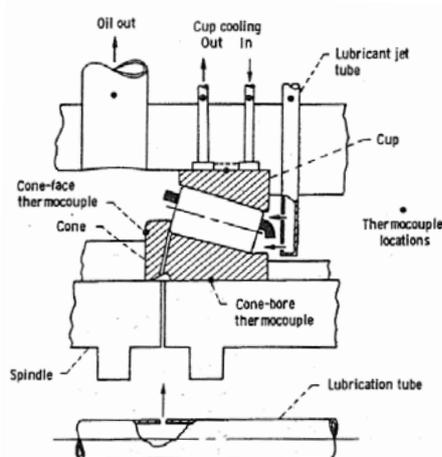


figure III.20 - Lubrification d'un roulement à rouleaux coniques et refroidissement de la bague extérieure [PAR_78]

L'idée est de séparer la fonction lubrification et refroidissement de l'huile, en injectant une partie dans un échangeur thermique situé en périphérie du roulement. L'investigation suivante porte donc sur un échangeur simplifié de type serpentin de diamètre d et de longueur L [HOL_98]. L'échange convectif associé s'exprime sous la forme :

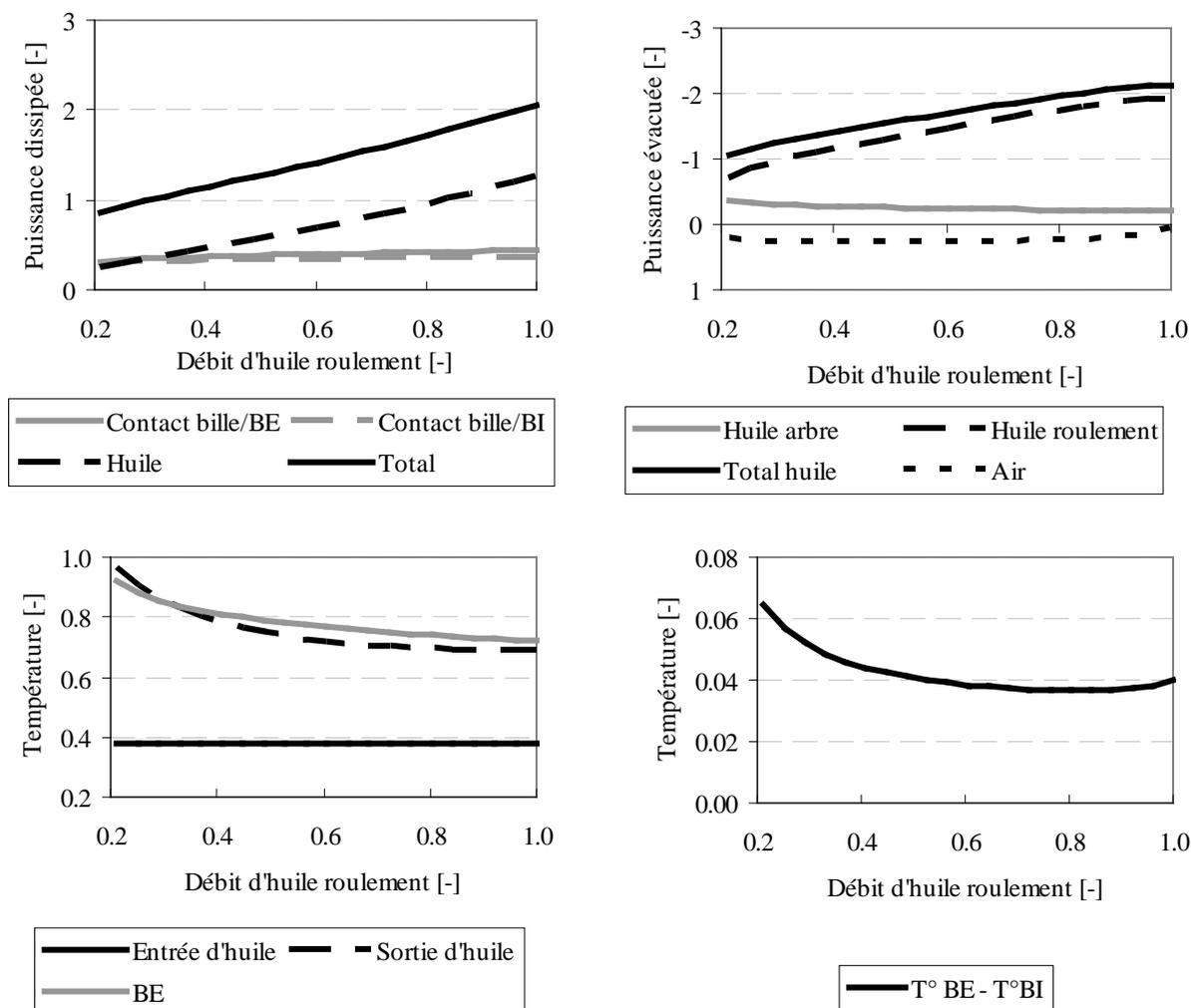


figure III.21 - Simulation thermo mécanique d'un roulement à bille équipé d'un refroidisseur sur la bague extérieure

III.4.2 MODELISATION DE DILATATION THERMIQUE DES PIECES

Différentes approches [ZAR_85], [PAR_78], [SH0_97], décrites précédemment mettent en avant l'importance de la dilatation différentielle d'un roulement sur son comportement thermo mécanique. En effet la dilatation affecte directement le jeu diamétral du roulement qui est un paramètre clé pour la distribution de charge et la cinématique.

En ne prenant pas en compte les moments gyroscopiques et les forces centrifuges, l'angle de contact géométrique s'exprime sous la forme :

$$\alpha^0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d}{2A} \right) \quad (\text{III.12})$$

Avec :

$$A = r_o + r_i - D \quad (\text{III.13})$$

$$P_d = d_o - d_i - D \quad (\text{III.14})$$

Où :

- α^0 : angle de contact à vide [rad]
- P_d : jeu diamétral [m]
- A : distance entre les centres des gorges [m]
- r_o : rayon de gorge de la bague extérieure [m]
- r_i : rayon de gorge de la bague intérieure [m]
- d_o : diamètre en fond de gorge de la bague extérieure [m]
- d_i : diamètre en fond de gorge de la bague intérieure [m]

La dilatation thermique peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\Delta L = \beta L \Delta T \quad (\text{III.15})$$

Où :

- L : dimension nominale [m]
- β : coefficient de dilatation thermique [$\text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$]
- ΔT : échauffement [$^\circ\text{C}$]

Dans le cas où la bague intérieure, la bague extérieure et les billes sont à des niveaux de températures différentes, l'angle de contact est alors modifié.

Dans un roulement à billes chargé purement axialement dans lequel les moments gyroscopiques et les forces centrifuges sont négligés, la charge normale au contact pour une bille s'exprime comme :

$$F_n = \frac{F_a}{Z \cdot \tan(\alpha^0)} \quad (\text{III.16})$$

Où :

- F_n : charge normale au contact [N]
- F_a : charge axiale appliquée sur roulement [N]
- Z : nombre de billes [-]

La modification de l'angle de contact due à une dilatation différentielle des bagues et des billes, conduit ainsi à une modification de la distribution de charge et donc de la perte de puissance. Une perspective d'évolution du modèle développé consisterait ainsi à intégrer la dilatation thermique dans la résolution du couplage thermo mécanique.

NB : la dilatation de la cage doit également être pris en compte pour le calcul des pertes de puissance en raison de la modification du jeu diamétral cage/bague et cage/bille avec la température.

III.4.3 OPTIMISATION DE LA PERTE PAR TRAINEE AERODYNAMIQUE

III.4.3.1 OPTIMISATION DU BROUILLARD D'HUILE

En 1966, Matt constate expérimentalement que la vitesse et le débit d'huile injecté dans le roulement à haute vitesse influent fortement sur les niveaux de perte de puissance [MAT_66]. Il propose alors un système mécanique permettant d'évacuer au mieux l'huile se trouvant dans le roulement : un « éjecteur » (slinger). La figure III.22 en présente deux types différents montés sur le banc décrit dans la figure III.1, celui à pales apparaît comme le plus efficace en agissant comme une vraie pompe. Dans une discussion, Brown souligne que l'augmentation de la conformité des bagues permet également de diminuer les forces de traînée en favorisant l'écoulement du fluide au sein du roulement [MAT_66].

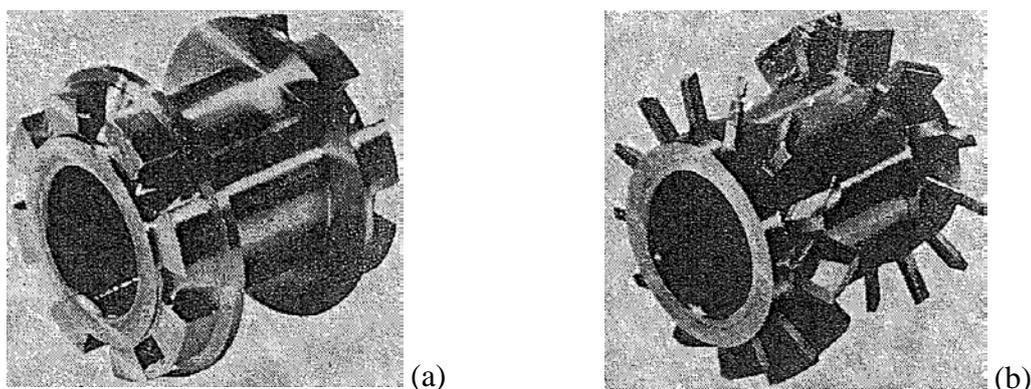


figure III.22 - Dispositifs permettant de favoriser l'éjection d'huile dans le roulement :
(a) modèle à épaulement, (b) modèle à pales [MAT_66]

Plus récemment, Flouros part également du constat que plus l'huile reste longtemps en suspension (« dwell time »), plus la perte par traînée aérodynamique est importante [FLO_06_2]. Il propose donc quant à lui, non pas d'agir sur la partie tournante, mais sur la partie fixe en introduisant des écrans poreux qui fixe les particules d'huile en suspension (figure III.23). Cette application permet ainsi de réduire les pertes de puissance de 11% (conditions nominales) avec une grille placée à 10mm du roulement, une porosité de 29% et des trous de diamètre 3mm .

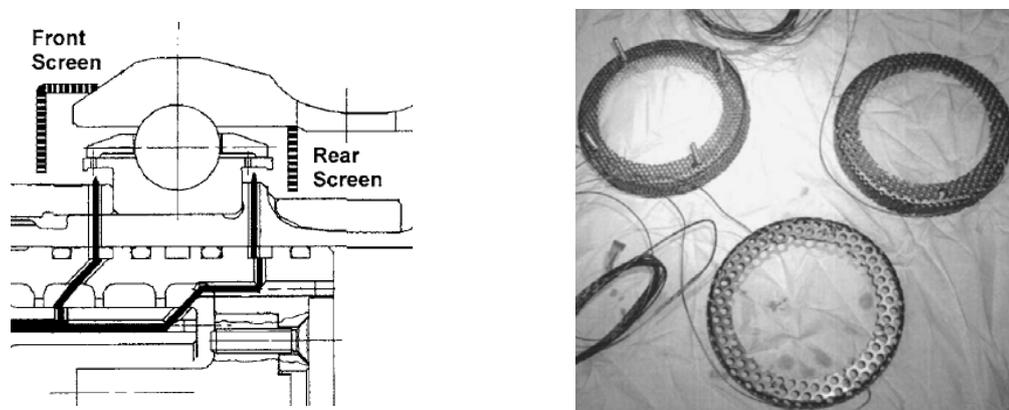


figure III.23 - Utilisation d'écrans poreux dans l'enceinte de roulements à billes grande vitesse [FLO_06_2]

III.4.3.2 OPTIMISATION DU COEFFICIENT DE TRAÎNÉE DES BILLES

Il a été montré dans le paragraphe III.2.3, que le coefficient de traînée d'une bille dans un alignement est différent de celui d'une bille isolée. La valeur alors estimée est basée sur une valeur fixe du rapport entre le diamètre des billes et leur écartement : λ . Cependant des études expérimentales [DAL_77] et numériques [PEN_06], tendent à montrer que la variation de ce paramètre influe sur la valeur du coefficient de traînée (figure III.24).

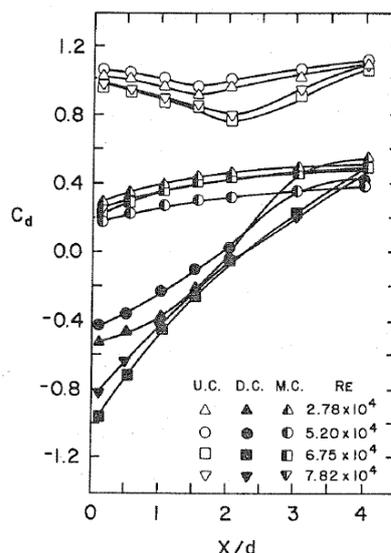


figure III.24 - Estimation numérique de l'influence du rapport écartement/diamètre sur l'évolution du coefficient de traînée d'un cylindre dans un alignement à trois éléments [DAL_77]

L'écartement λ se définit pour chaque roulement en fonction du diamètre primitif (d_m), du nombre de bille (Z) et de leur diamètre respectif (D) par :

$$\lambda = \frac{\pi d_m}{Z.D} \quad (\text{III.17})$$

Le choix de ces différents paramètres peut donc influencer le coefficient de traînée d'une bille de roulements. Etant donné que celui-ci a une influence d'ordre un sur la perte de puissance aérodynamique, une optimisation de cette perte est alors possible en déterminant l'écartement λ optimal.

Cependant il est nécessaire de conserver à l'esprit que la fraction d'huile dans le roulement joue également un rôle d'ordre un dans la perte par traînée. Il semblerait vraisemblable de penser que les caractéristiques du brouillard d'huile puissent être également affectées par l'écartement λ .

Les corrélations pour la fraction d'huile développées par Parker [PAR_84], se basent cependant sur l'hypothèse que ce coefficient de traînée est constant. Hormis le fait que la valeur qu'il utilise est surestimée (§III.4.3.2), il apparaît également que les roulements ayant servis à ces corrélations n'ont pas tous le même écartement λ (tableau III.2). Ce qui implique que pour chacun de ces roulements le coefficient de traînée des billes doit être différent.

Référence	Alésage [m]	Diamètre primitif [m]	Diamètre de bille [m]	Nombre de billes [-]	λ [-]	C_D [-]
[SIG_74]	35	50	7.1	16	1.38	?
[SCH_80]	120	170	20.6	15	1.72	?
[Private]	167	235	?	?	?	?

tableau III.2 - Roulements à billes testés pour établir la formule de Parker [PAR_84]

De ce fait, la formulation de Parker reste valable en considérant non pas la fraction d'huile seule, mais son produit avec le coefficient de traînée, car c'est cette valeur qui est corrélée :

$$X.C_D = 28,3 \frac{\dot{m}_{oil}^{0,37}}{\rho_{oil}^{0,37} \cdot \omega \cdot d_m^{1,7}} \quad (III.18)$$

Où :

- X : fraction d'huile dans le roulement [-]
- C_D : fraction d'huile dans le roulement [-]
- \dot{m} : débit massique de lubrifiant [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ : masse volumique du lubrifiant [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- ω : vitesse de rotation de la bague intérieure [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]

La détermination de la fraction d'huile seule, est donc sujette à la connaissance du coefficient de traînée comme détaillée dans le paragraphe III.2.2. Cette étude devrait donc être étendue en déterminant la relation entre le coefficient de traînée et l'écartement λ , conduisant ainsi à l'expression de la fraction d'huile sous la forme :

$$X \propto (Z, D, d_m, \dot{m}, \rho_{oil}, \omega) \quad (III.19)$$

III.5 – CONCLUSION

La modélisation thermo mécanique d'un roulement grande vitesse repose sur de nombreuses hypothèses pour lesquelles l'état de l'art révèle des divergences. La formation et l'écoulement du fluide au sein du roulement résultant de la brumisation du jet d'huile apparaissent ainsi aujourd'hui comme des mécanismes complexes à décrire. La perte de puissance associée à la traînée aérodynamique exercée par le brouillard d'huile sur les éléments roulants, est de ce fait extrêmement délicate à estimer. Il existe ainsi un degré de liberté sur la manière d'aborder cette perte, qui historiquement a toujours été ajustée de manière à égaliser les pertes de puissance globale calculée et mesurée. Ce degré de liberté a permis de masquer les différentes écoles de pensées concernant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique au contact bille/bague.

Les efforts portés dans cette étude ont de ce fait visés à proposer une description plus fine de la traînée aérodynamique. Les deux paramètres qui la caractérisent sont la fraction d'huile dans le roulement (densité équivalente du brouillard) et le coefficient de traînée d'une bille de roulement. Une analyse expérimentale et numérique a permis de lever la méconnaissance liée à ce dernier paramètre. La fraction d'huile quant à elle, a été corrélée par la suite de manière à égaliser la perte de puissance globale calculée et mesurée. Prenant en compte ou non la force de roulement hydrodynamique, la fraction d'huile est alors différente, ce qui conduit ainsi à modifier fortement les conditions aux limites du modèle thermique. Tant sur la localisation des sources de chaleur, que paradoxalement sur les échanges convectifs.

Ainsi il est démontré que seul le modèle prenant en compte la force de roulement hydrodynamique conduit à des températures calculées proches de celles mesurées.

Une analyse paramétrique du modèle thermo mécanique développé révèle une très bonne adéquation avec différentes analyses bibliographiques. Ainsi la fraction d'huile issue de cette étude correspond étroitement à celle estimée par Parker [PAR_84] à une constante près. Cette différence s'explique par le coefficient de traînée des billes, pour lequel Parker ne considère pas l'influence de l'alignement. Il est donc proposé de conserver sa formulation, détaillant l'influence de la taille du roulement, sa vitesse et le débit d'huile injecté, en adaptant de ce fait sa constante multiplicative.

L'outil numérique développé se révèle être performant pour quantifier l'influence de différentes configurations tant en régime stationnaire que transitoire.

Conclusion

L'échauffement d'un palier à roulement d'une turbine à gaz résulte d'un équilibre entre la dissipation et l'évacuation de la chaleur. La dissipation de chaleur est caractérisée par les différentes pertes de puissance qui découlent des efforts de frottement et des efforts aérodynamiques. L'évacuation de chaleur est quant à elle caractérisée par les transferts de chaleur entre le palier et son environnement proche.

L'huile injectée dans le roulement joue un rôle capital dans ces deux aspects, étant à la fois lubrifiant (diminution des forces de frottement) et fluide caloporteur (refroidissement du roulement). Il est ainsi nécessaire de fournir une quantité d'huile suffisante pour satisfaire à ces deux fonctions, tout en cherchant à la minimiser. Dans les applications aéronautiques en effet, le surdimensionnement des circuits de lubrification est incompatible avec l'exigence de l'allègement maximum. Il n'est toutefois pas possible de viser une lubrification optimale du roulement sans prendre en compte les effets thermiques qui déterminent la tenue des différents matériaux, huile y compris.

Cette étude vise donc à décrire la mise en place d'un outil de simulation du comportement thermo mécanique d'un roulement à billes à contacts obliques d'une turbine à gaz.

Le premier chapitre décrit les différentes sources de frottement au sein du roulement et les mécanismes de lubrification associée. L'échauffement des différents composants du roulement affecte la rhéologie du lubrifiant qui à son tour détermine la puissance dissipée. Il est ainsi proposé de résoudre simultanément le calcul des pertes de puissance et de l'échauffement en utilisant un couplage thermo mécanique. Cette démarche nécessite de développer des outils numériques simples et faciles de mise en œuvre. La méthode des réseaux thermiques, largement employée au cours de ces dernières décennies, a ainsi été retenue. La modélisation s'appuie sur une discrétisation du mécanisme considéré par un ensemble de nœuds isothermes (bague, bille, ...) reliés les uns aux autres par des résistances thermiques. Celles-ci caractéristiques des différents types de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) permettent alors d'exprimer l'équilibre thermique entre les sources et les puits de chaleur.

Les résultats obtenus sont :

- les température de masse des différents composants (billes, cage, ...),
- les températures des différents contacts (bille/bague intérieure, bille/bague extérieure, ...),
- la répartition des flux de chaleur évacués (carter, arbre, huile, ...).

Les pertes de puissance dans le roulement à billes fonctionnant à grande vitesse sont issues quant à elles du calcul de :

- la distribution de charge,
- la cinématique des éléments roulants.

Considérant les efforts axiaux (poussée) prédominants sur les efforts radiaux (balourd, poids propre) ces calculs sont réalisés avec l'hypothèse de symétrie cyclique. La cinématique du roulement est déterminée à partir de l'hypothèse de roulement sans glissement aux contacts billes/bagues pour des surfaces non déformables. Supposant la cage centrée par rapport à l'axe de rotation du roulement, son influence sur la distribution de charge est négligée. L'équilibre des forces est obtenue par une résolution quasi statique où, du fait des grandes vitesses de rotation, les forces centrifuges et les moments

gyroscopiques sont pris en compte. Les équations correspondantes sont issues des travaux de Harris [HAR_84].

Le deuxième chapitre détaille la mise en place du modèle thermo mécanique. Les études de sensibilité montrent l'importance de :

- l'étendu du système à considérer : recherche de l'intégration dans le réseau d'éléments à température connue (jet d'huile, air de pressurisation, veine d'air, ...),
- la localisation des sources de chaleur,
- la nature des transferts thermiques.

Le brouillard d'huile généré par la brumisation du jet d'huile, apparaît ainsi comme un paramètre d'ordre un, agissant à la fois sur :

- les échanges convectifs,
- les sources de chaleur : perte de puissance par traînée aérodynamique.

Il est montré que pour différentes vitesses de rotation et différents débits, la perte de puissance globale calculée reste toujours largement supérieure aux pertes de frottement. Cette différence s'explique par la perte de puissance par traînée aérodynamique, qui ne peut pas être négligée dans le cas des roulements aéronautiques. Cette démonstration est réalisée en comparant le comportement thermo mécanique d'un roulement simulé, par l'outil développé, et mesuré sur un banc d'essais.

La fraction d'huile en suspend dans l'air est la caractéristique principale du brouillard d'huile et de la perte de traînée aérodynamique. Cette fraction est néanmoins difficile à estimer en raison de la complexité des écoulements diphasiques huile/air au sein du roulement. Historiquement ce paramètre a toujours été ajustée de manière à égaliser les pertes de puissance globale calculée et mesurée en ajustant alors la perte de puissance par traînée aérodynamique. Ne pouvant mesurer chaque perte indépendamment, il existe ainsi encore aujourd'hui un désaccord concernant la prise en compte de la force de roulement hydrodynamique au contact bille/bague. Néanmoins chacune de ces approches conduit à un comportement thermomécanique différent, comme le montre les résultats issus du modèle développé.

Le chapitre trois propose une description plus fine de la traînée aérodynamique. Les deux paramètres qui la caractérisent sont la fraction d'huile dans le roulement (densité équivalente du brouillard) et le coefficient de traînée d'une bille de roulement. Une analyse expérimentale et numérique originale a permis de lever la méconnaissance liée à ce dernier paramètre. La fraction d'huile quant à elle, a été corrélée par la suite de manière à égaliser la perte de puissance globale calculée et mesurée. Prenant en compte ou non la force de roulement hydrodynamique, la fraction d'huile est alors différente, ce qui conduit ainsi à modifier fortement les conditions aux limites du modèle thermique. Tant sur la localisation des sources de chaleur, que paradoxalement sur les échanges convectifs.

Il est démontré que seul le modèle thermo mécanique prenant en compte la force de roulement hydrodynamique conduit à des températures calculées proches de celles mesurées.

Une analyse paramétrique du modèle développé révèle une très bonne adéquation avec différentes analyses bibliographiques. Ainsi la fraction d'huile issue de cette étude

correspond étroitement à celle estimée par Parker [PAR_84] à une constante près. Cette différence s'explique par le coefficient de traînée des billes, pour lequel Parker ne considère pas les effets d'alignements. Il est donc proposé de conserver sa formulation, détaillant l'influence de la taille du roulement, sa vitesse et le débit d'huile injecté, en adaptant de ce fait sa constante multiplicative pour tenir compte de l'alignement.

Les travaux mis en œuvre sur l'analyse des forces de traînée aérodynamique révèlent une piste de réflexion intéressante sur le coefficient de traînée des billes. Il est montré que celui-ci varie en fonction du rapport entre le diamètre des billes et leur écartement. La maîtrise de ce paramètre pourrait permettre éventuellement la réduction de la perte de puissance par traînée.

L'outil thermomécanique développé est validé grâce à une méthode originale combinant des analyses expérimentales et numériques sur le comportement thermique, mécanique et aérodynamique du roulement. Cet outil se montre efficace pour décrire les mécanismes mis en jeu, tant en régime permanent que transitoire. Un scénario d'interruption de la lubrification est alors mis en place en se basant sur une analyse expérimentale [SHO_97]. L'échauffement simulé suit ainsi une tendance analogue aux données publiées. L'hypothèse principale sous jacente concerne la disparition de l'huile résiduelle au sein du roulement, qui est un phénomène de nature fortement complexe. Ce paramètre pourrait être alors être déterminé, dans le futur, par corrélations, de manière analogue à la démarche mise en place pour déterminer la fraction d'huile.

Le modèle numérique développé peut également être exploité de manière à explorer des pistes de réflexion issues de l'étude bibliographique. Ainsi l'optimisation de la lubrification a fait l'objet de nombreux travaux dans le passé. L'idée principale est de séparer la fonction lubrifiant et caloportrice de l'huile. Ceci permet en effet de diminuer la puissance dissipée en diminuant la quantité d'huile au sein du roulement (diminution de la traînée). Le refroidissement de la bague extérieure est l'une des solutions technologiques associées et permet également de maîtriser la dilatation différentielle du roulement. Il serait ainsi intéressant d'implémenter cette caractéristique dans l'outil développé où les températures des différents éléments sont connues.

La dilatation de la cage semble aussi importante à considérer, notamment dans les cas où celle-ci est guidée par la bague extérieure. En effet suite à un échauffement trop important de la cage, il est possible qu'il y ait un serrage de celle-ci par rapport à la bague extérieure, provoquant de ce fait une ruine quasi immédiate du roulement.

La cage joue également un rôle dans la distribution de charge, et les efforts associés peuvent devenir non négligeables lors d'une interruption de la lubrification. L'implémentation de cet élément dans la résolution quasi statique de l'équilibre du roulement apparaît aujourd'hui comme une perspective importante.

Il est démontré dans cette étude que la perte par traînée aérodynamique dans un roulement à billes grande vitesse joue un rôle prépondérant dans son échauffement. L'analyse bibliographique montre que les solutions technologiques visant à la réduire consistent à optimiser l'évacuation de l'huile. Des écopés tournantes ou a contrario des grilles fixes apparaissent comme des solutions intéressantes à explorer.

Annexe 1
SCHEMAS NUMERIQUES DE
RESOLUTION DU COUPLAGE
THERMO MECANIQUE

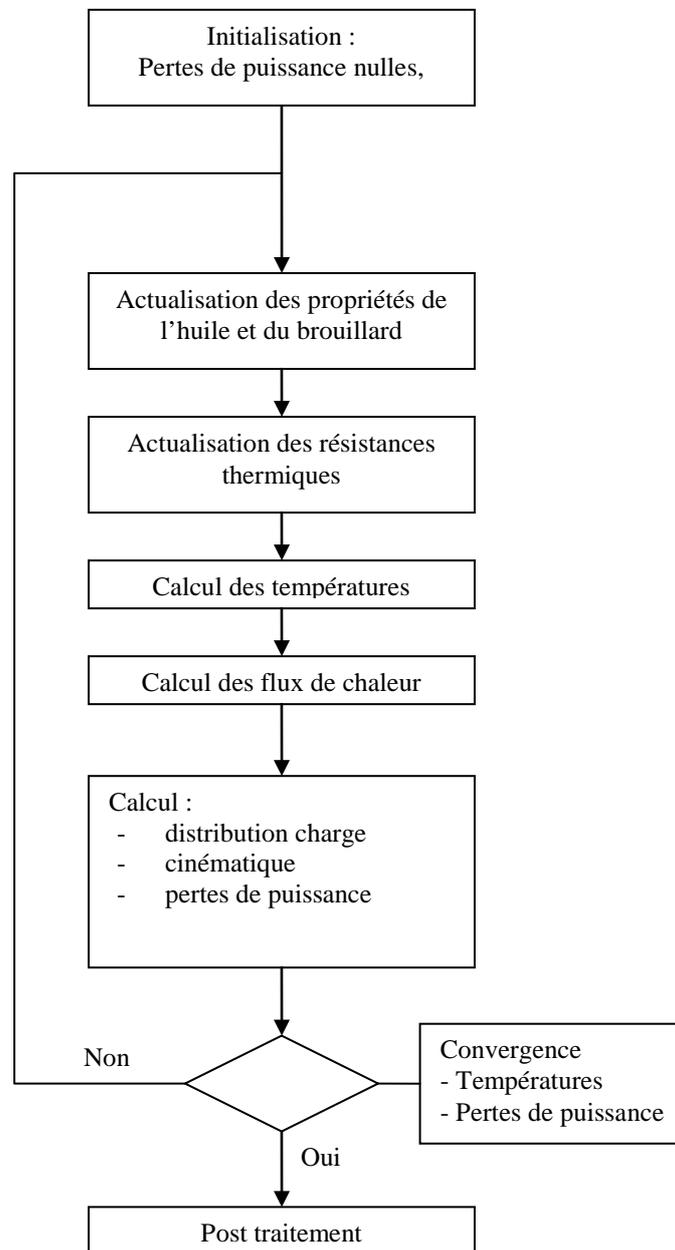
A1.1 MODELISATION DU COUPLAGE THERMOMECHANIQUE EN REGIME STABILISE

figure A1.1 - Schéma numérique de résolution du couplage thermo mécanique en régime permanent

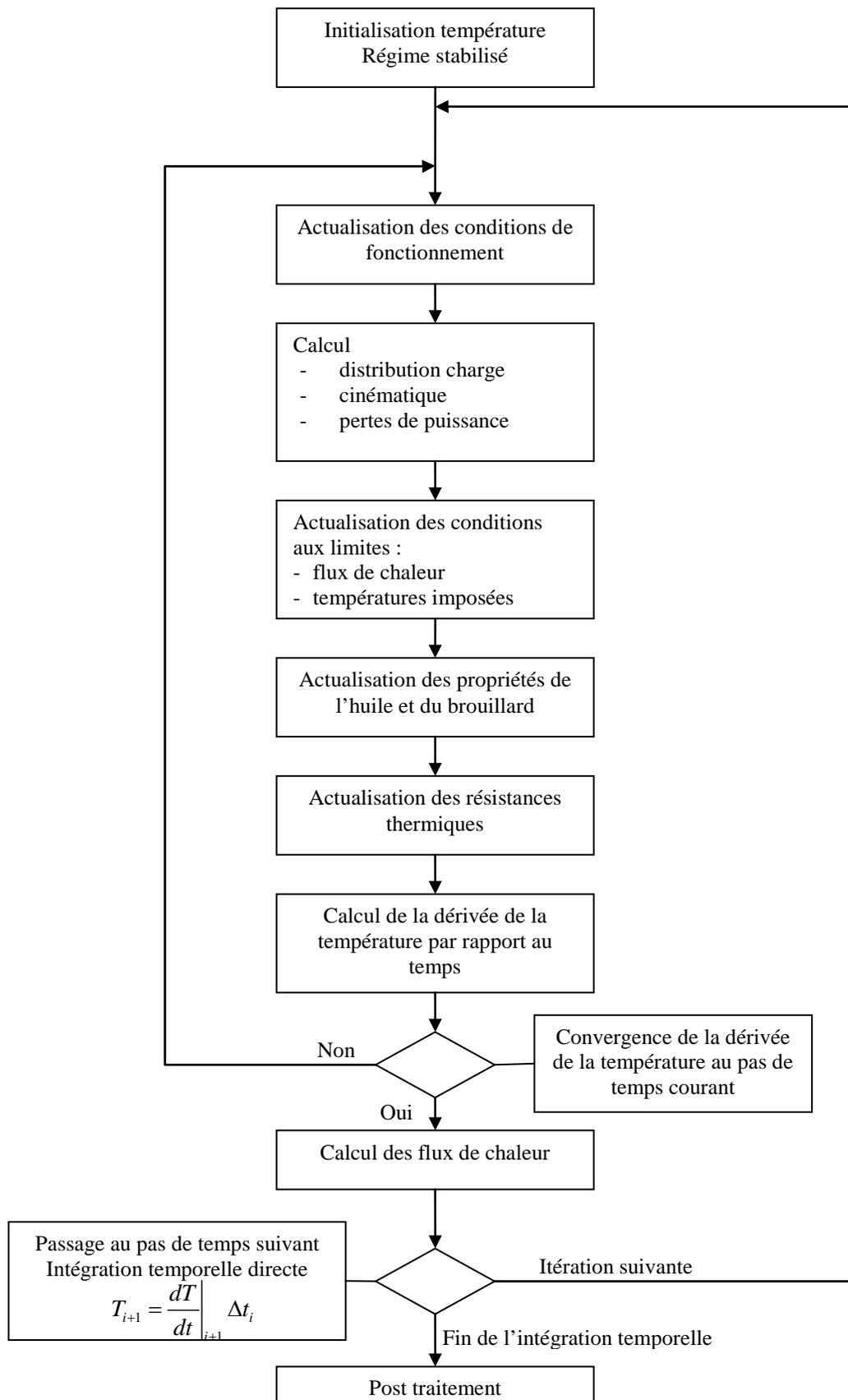
A1.2 MODELISATION DU COUPLAGE THERMOMECHANIQUE TRANSITOIRE

figure A1.2 - Schéma numérique de résolution du couplage thermo mécanique en régime transitoire

Annexe 2
DETERMINATION EXPERIMENTALE
DU COEFFICIENT DE TRAINEE D'UNE
BILLE DE ROULEMENT

A2.1 INTRODUCTION

Actuellement la modélisation des forces de traînée aérodynamique des billes de roulement est prise en compte en considérant le coefficient de traînée d'une bille isolée dans un milieu infini. Cette configuration n'est cependant pas celle d'un roulement où les écoulements sont affectés par l'alignement des billes (de diamètre D et espacés d'un intervalle λ) et par le confinement (cage d'épaisseur e , bagues), comme décrit dans la figure A1-1.

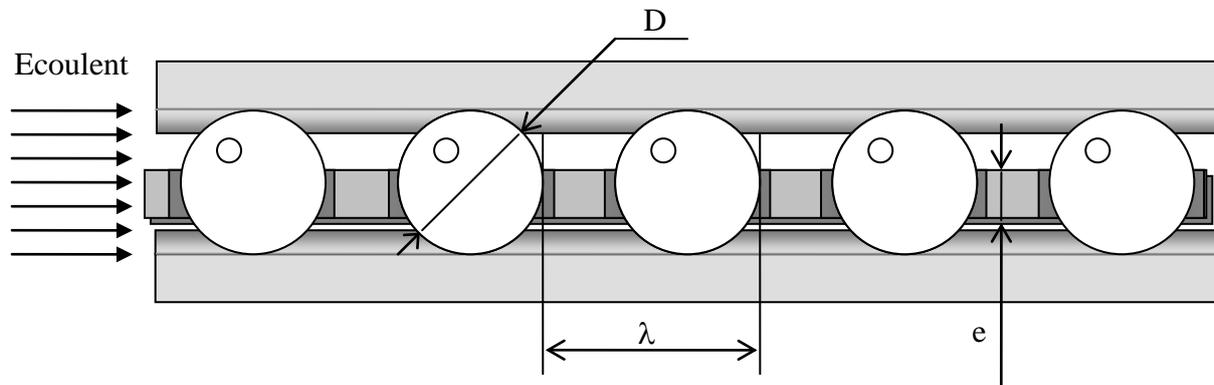


Figure A1-1 : Représentation schématique du montage simulant une portion de roulement de diamètre infini

Dans le but d'estimer le coefficient de traînée d'une bille dans une configuration proche de celle d'un roulement, une analyse expérimentale est menée sur la soufflerie de l'ECAM de Lyon.

A2.2 DESCRIPTION DU BANC

La soufflante de l'ECAM est constituée d'une veine d'air verticale composée d'un caisson de tranquillisation équipé de cellules en « nids d'abeilles » en amont de la veine permettant de casser les grosses structures tourbillonnaires pour obtenir un profil de vitesse d'attaque quasi-plat. Situé en amont du caisson, un diaphragme en iris permet de régler la valeur du débit circulant dans l'installation. Des tubes piezométriques reliés à des piquages sur la veine permettent de mesurer les pressions statiques en différents points. Ces tubes piezométriques peuvent être inclinés pour améliorer la précision des mesures (figure A1-2).



Figure A1-2 : Mesure de la distribution de pression pariétale par tubes piezométriques.

A2.3 SIMILITUDES

Dans l'étude d'un écoulement autour d'un obstacle, le sillage obtenu sur la maquette doit être identique à celui caractéristique du cas étudié. C'est le but des similitudes qui introduisent des nombres sans dimension, dont le nombre de Mach, le nombre de Reynolds et le nombre de Froude. Ce dernier ne concernant que les surfaces libres, il ne sera pas considéré dans le cas d'une bille de roulement.

Dans le cas de l'air, en prenant l'hypothèse des gaz parfaits, le nombre de Mach défini la compressibilité par :

$$Ma = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (15)$$

où :

- V : vitesse du fluide [m.s⁻¹]
- R : constante des gaz parfait = 287 J.kg⁻¹.K⁻¹
- γ : coefficient isentropique = 1,4 [-]
- T : température du fluide [K]

Dans le cas du roulement étudié, le nombre de Mach est d'environ 0,3, ce qui justifie l'hypothèse de négliger les effets de compressibilité.

Le nombre de Reynolds (Re) quant à lui, représente le ratio entre les efforts d'inertie et les forces visqueuses et caractérise ainsi le type d'écoulement. Dans le cas du roulement, le nombre de Reynolds s'exprime alors sous la forme :

$$Re = \frac{\omega_m d_m D}{2\nu} \quad (1)$$

où :

- ω : vitesse orbitale des billes [rad.s⁻¹]
- d_m : diamètre primitif du roulement [m]
- ν : viscosité cinématique du fluide [m².s⁻¹]

La vitesse d'écoulement d'air maximale dans la veine d'essais est une caractéristique technique de la soufflerie. Le diamètre des billes de la maquette est donc déterminé de manière à obtenir un nombre de Reynolds identique à celui d'un roulement (>1.10⁴). Le montage satisfait la condition d'écartement λ , qui s'exprime en fonction du diamètre primitif (d_m), du nombre de bille (Z) et de leur diamètre respectif (D) par :

$$\lambda = \frac{\pi d_m}{Z.D} \quad (15)$$

Les investigations sur l'influence de la cage sont basées sur un montage dans lequel la présence de la cage est simulée par un dispositif respectant la similitude géométrique.

A2.4 MESURE DE LA FORCE DE TRAÎNÉE

La résultante des actions aérodynamiques du fluide sur le solide étudié est à l'origine de la force de traînée (figure A1-3). Ces actions (dT) se décomposent en une composante de contraintes normales (p) et de contraintes tangentielles (τ) sur la surface (dA) par :

$$dT = [p \cdot \cos(\theta) + \tau \sin(\theta)] dA \quad (2)$$

La force de traînée (F_D) s'exprime alors sous la forme de l'intégrale sur la surface des efforts élémentaires :

$$F_D = \iint (p \cos \theta + \tau \sin \theta) dA \quad (3)$$

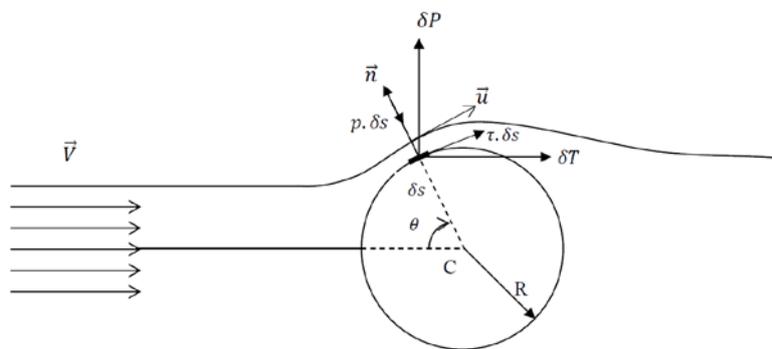


Figure A2-3 : Actions pariétales élémentaires appliquées sur une surface

La viscosité de l'air étant considéré suffisamment faible, les efforts de cisaillement sont négligés par rapport aux effets de pression normaux au contact. Le coefficient de traînée (C_D) peut alors s'exprimer sous la forme d'une intégrale de la pression sur la surface de l'objet étudié par :

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2} \approx \frac{1}{A_{ref}} \iint \left(\frac{p}{\frac{1}{2} \rho V^2} \cos \theta \right) dA \quad (4)$$

Où :

- A_{ref} : surface de référence de l'objet [m²]
- V : vitesse du fluide [m.s⁻¹]
- p : pression pariétale [Pa]
- θ : coordonnée angulaire [rad]
- ρ : densité du fluide [kg.m⁻³]

Annexe 3
DETERMINATION NUMERIQUE DU
COEFFICIENT DE TRAINEE D'UNE
BILLE

A3.1 INTERET DE LA MODELISATION NUMERIQUE DES ECOULEMENTS

La modélisation numérique des écoulements présente deux intérêts :

- Déterminer la nature de ces écoulements : direction, lâché de tourbillons, zones de hautes et basses pressions.
- Modéliser des configurations complexes de mise en œuvre délicate expérimentalement.

Les approches numériques et expérimentales doivent être menés conjointement de manière notamment à vérifier l'exactitude des modèles numériques en les confrontant aux modèles expérimentaux. Dans cet optique des analyses ont été réalisées sur des configurations identiques à celles décrites précédemment sur la soufflante de l'ECAM (cf. Annexe 2).

A3.2 MODELISATION DE LA TURBULENCE

Les écoulements dans un palier à roulements grande vitesse sont de natures turbulents (écoulement erratique). Théoriquement, les équations de Navier-Stokes sont capables de décrire ces écoulements, mais elles ne peuvent être résolues en présence d'écoulements très complexes. L'approche statistique est l'une des méthodes les moins coûteuses en temps de calculs car elle repose sur la modélisation du comportement des structures instationnaires et ne nécessite donc pas des tailles de maille très fines. Le temps de calcul devient donc raisonnable

A3.2.1 EQUATION DE NAVIER-STOKES MOYENNEES

Cette partie aborde le traitement statistique des équations du mouvement turbulent d'un fluide visqueux incompressible. Cette dernière propriété est basée d'une part sur l'hypothèse d'un problème isotherme (i.e. les échanges de chaleur sont négligeables et les propriétés du fluide sont alors constantes). D'autre part, la masse volumique est supposée invariable avec la pression et devient alors une constante du problème. Le mouvement d'un fluide est décrit alors par des équations de bilan simplifiées. Les équations de continuité, de bilan de quantité de mouvement s'écrivent, en omettant volontairement les efforts gravitaires. Le principe des méthodes numériques statistiques repose sur une décomposition des variables du problème en une partie moyenne temporelle et une partie fluctuante. On obtient alors, après avoir effectué une moyenne de l'ensemble les équations de Navier-Stokes moyennées.

A3.2.2 EQUATION DE NAVIER-STOKES INSTANTANNEES

Les équations de Navier-Stokes instantanées et moyennées sont identiques, au tenseur de Reynolds près, qui traduit l'action de la turbulence sur le champ moyen. Cependant dans le cas des équations moyennées le système n'est pas fermé et il est nécessaire d'utiliser des modèles de fermeture dits de turbulence.

A3.3 LES MODELES DE FERMETURE DU PREMIER ORDRE

A3.3.1 LA VISCOSITE TURBULENTE

Les méthodes de fermeture du premier ordre sont basées sur le concept de viscosité turbulente, reliant le tenseur de Reynolds à l'écoulement moyen. La turbulence peut être caractérisée par deux échelles : (i) une échelle de longueur, et (ii) une vitesse. Le but des

modèles de turbulence du premier ordre est alors de proposer une formulation de la viscosité turbulente impliquant ces deux grandeurs à partir d'autres paramètres caractérisant la turbulence et pour lesquels une équation de transport est écrite. Le choix des paramètres donne le nom au modèle de turbulence.

A3.3.2 LES MODELES k-ε

Parmi les différentes stratégies disponibles, les modèles k-ε sont les plus répandus dans les applications pratiques à l'usage de l'ingénieur (k-ε standard, k-ε RNG, etc.). Ceux-ci sont basés sur deux quantités turbulentes : (1) l'énergie cinétique moyenne du champ turbulent k , et (2) le taux de dissipation du champ turbulent ϵ .

L'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation sont estimés à partir de leur équation de transport. Les différents modèles k-ε diffèrent principalement par leur équation de transport du taux de dissipation. Utilisé en dehors d'écoulement cisailé, pour lequel il a été mis en œuvre, le modèle k-ε standard conduit à des résultats qualitativement très corrects. Les constantes des équations de transport ont en effet été estimées par comparaison avec des résultats expérimentaux. Son principal inconvénient repose sur une écriture schématique de l'équation de transport du taux de dissipation. Ceci est amélioré avec le modèle k-ε RNG basé sur une équation de transport 'théorique' de ϵ . Les constantes de cette équation sont données par la théorie. On privilégiera donc ce dernier modèle par rapport au modèle standard.

Notons tout de même que ces modèles sont uniquement valables pour des écoulements caractérisés par des nombres de Reynolds très importants (pour lesquels ils sont efficaces). Ils sont appelés modèles haut Reynolds.

A3.3.3 LES MODELES SST k-ε

Le modèle SST k- ω est un modèle hybride basé sur les modèles k-ε et k- ω , le premier étant efficace dans l'écoulement principal, comme nous l'avons vu, et déficient dans la région de paroi, alors que le deuxième possède des caractéristiques inverses, c'est à dire très efficace dans les régions de paroi mais très instable dans l'écoulement principal.

Ce modèle bas Reynolds peut être utilisé dans toutes les régions de l'écoulement et ne nécessite donc pas de loi de paroi. Il est généralement préféré aux modèles haut Reynolds quelle que soit l'efficacité de la loi de paroi associée.

A3.4 ANALYSE NUMERIQUE SUR DES BILLES

A3.4.1 PRESENTATION DU CALCUL

L'étude numérique est réalisée à partir du logiciel ANSYS CFX (v11.0) géré par Workbench CFX (v11.0). Le solveur CFX fonctionne selon le principe des volumes finis, et les simulations numériques utilisent la méthode de résolution statistique RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Les équations de Navier-Stokes moyennées sont fermées à partir du modèle de turbulence le SST-k ω (Shear Stress Transport k ω).

Des conditions de symétrie sont placées sur les parois du domaine de calcul, parallèles au sens d'écoulement simulant ainsi un environnement infini. Une condition d'adhérence est appliquée sur les parois des billes.

A3.4.2 VALIDATION DU MODELE

La validation du modèle numérique est réalisée en comparant le coefficient de traînée d'une bille isolée estimé numériquement à ceux disponibles dans la bibliographie. La sortie du domaine de calcul est placée loin de l'obstacle (20D) afin de ne pas perturber l'écoulement et le sillage. Une pression relative nulle y est définie.

La figure A3.1 présente une bonne adéquation du modèle pour une plage de Reynolds allant de 1.10^1 à 1.10^5 .

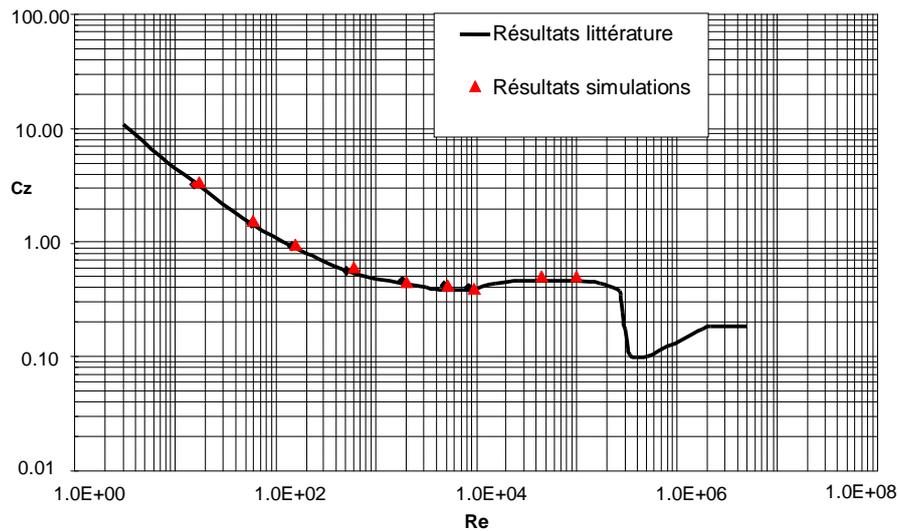


Figure A3-1 : Coefficient de traînée d'une bille isolée estimée numériquement et expérimentalement

A3.3.2 COEFFICIENT DE TRAINEE D'UN ALIGNEMENT DE BILLES

La deuxième étape consiste alors à ajouter des éléments en amont et en aval de la bille considérée de manière à recréer les effets d'écran (Figure A3.2, Figure A3.3).

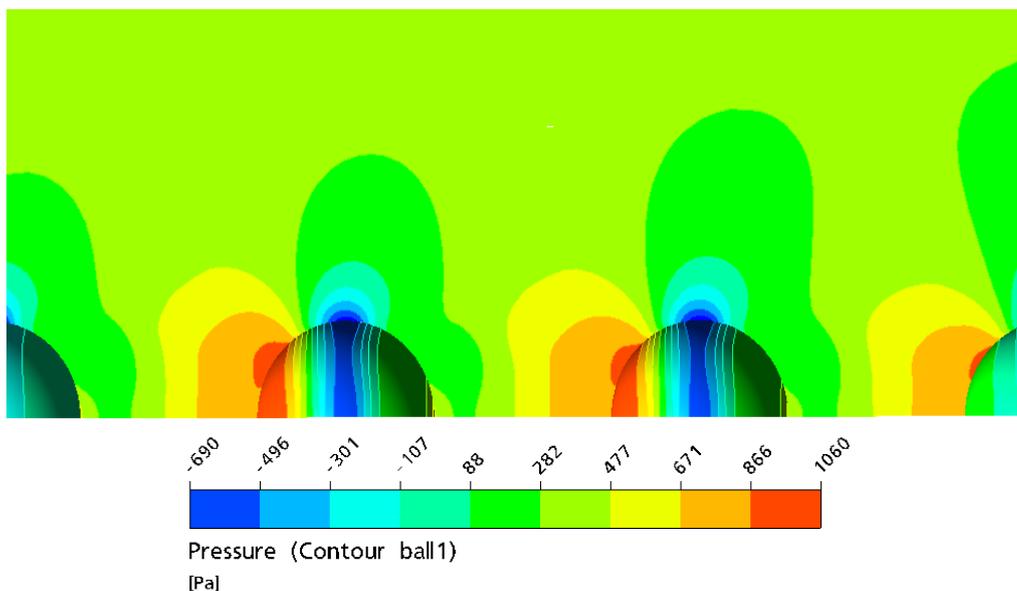


Figure A3.2 : Champ de pression moyen autour d'un alignement de billes

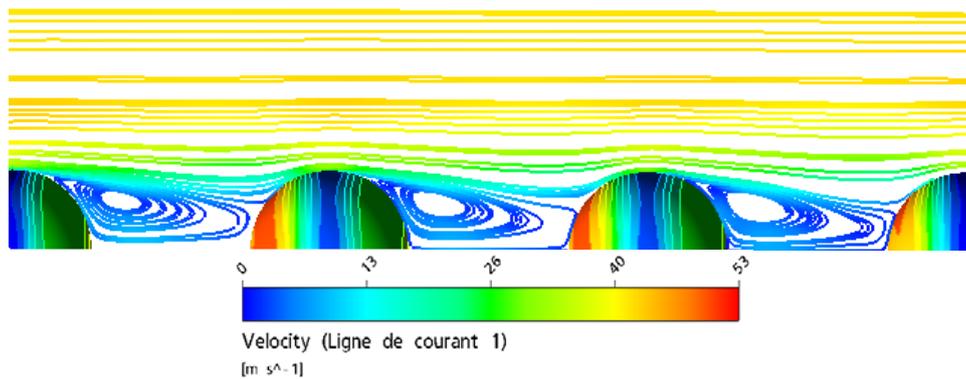


Figure A3.3 : Ligne de courant autour d'un alignement de billes

L'écoulement autour d'un alignement de billes est complexe en raison d'une forte interaction entre les différents éléments et d'une recirculation du fluide d'une bille à l'autre. Cet effet d'écran tend à diminuer leur coefficient de traînée, du fait des niveaux de pression plus faible que dans la configuration d'une bille isolée. Dans une configuration proche de celle des roulements étudiés, il est ainsi estimé numériquement que la réduction du coefficient de traînée d'une bille dans un alignement est d'environ 80% par rapport à celui d'une bille isolée. Cette valeur correspond à celle mesurée expérimentalement sur le montage équivalent adapté dans la soufflerie de l'ECAM de Lyon (cf. annexe 2).

**REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES**

- [ALL_97] Allais I., Alvarez G., Flick D., "Analyse du transfert thermique entre un cylindre et un écoulement d'air faiblement chargé en gouttelettes d'eau." Revue générale de thermique, 1997, Vol 36, p 276 - 288.
- [AND_70] Andreason S., "Computer calculation of transient temperatures." The ball bearing journal, 1970, n°163, p 9 - 12.
- [ARC_58] Archard J.F., "The temperature of rubbing surfaces." Journal of wear, 1958, Vol 2 p 438 - 455.
- [ARC175] Archard J. F., Baglin K. P., "Nondimensional presentation of frictional tractions in elastohydrodynamic lubrication – Part I: Fully flooded conditions." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1975, p 398 - 411.
- [ARC275] Archard J. F., Baglin K. P., "Nondimensional presentation of frictional tractions in elastohydrodynamic lubrication - Part I: Starved conditions." Trans. of the ASME, Journal of lubrication technology, 1975, p 412 - 423.
- [BAI_04] Baïri A., Alilat N., Bauzin J.G., Laraqui N. "Three dimensionnal stationary thermal behavior of a bearing ball. " International journal of thermal sciences, 2004, vol 43, p 561 - 568.
- [BAR_93] Barus C., "Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity." American Journal of Science, 1893, Vol 45, p 87 - 96.
- [BAR_94] Bardon J.P. "Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif." Revue générale de thermique française, 1994, n° 386, p 85 - 91.
- [BAT_82] Bathe K. J., "Finite element procedures in engineering analysis." Englewood Cliffs, N.J: Prentice Hall Edition. ISBN 0133173054. 1982, pp 736.
- [BIB110] Biboulet N., Houpert L., "Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 1: line contacts." Proceedings of the IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2010, Vol 224, n°8, pp765-775.
- [BIB210] Biboulet N., Houpert L., "Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 2: point contacts." Proceedings of the IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2010, Vol 224, n°8, pp777-787.
- [BJO_59] Bjorklund I. S., Kays W. M., "Heat transfer between concentric rotating cylinders." Journal of heat transfer, 1959, Vol. 81, p 175 - 186.
- [BLO_63] Blok H., "The flash temperature concept." Journal of Wear, 1963, Vol 6, p 483 - 493.
- [BLO_70] Blok H., "La méthode des réseaux thermiques pour le calcul des température de masse dans les transmissions à engrenages." Société d'études de l'industrie de l'engrenage, 1970, N° 59

- [BLO137] Blok H., "Les températures de surface dans des conditions de graissage sous extrême pression." 2^o congrès mondial du pétrole, Paris, 1937, p 471 - 486.
- [BLO237] Blok H., "Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating oil conditions." Proceedings of the institution of mechanical engineers, 1937, vol 2, p 222 – 235.
- [BOH_98] Böhmer H. J., Lösche T., Ebert F. J., Streit E., "The influence of heat generation in the contact zone on bearing fatigue behaviour." ASME publications, 1998, p 1 - 15.
- [BOU_01] Bourouga B., Briot J. M., Bardon J. P. "Influence de la vitesse et de la charge sur la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux." International Journal of Thermal Sciences, 2001, Vol 40, p 622 - 637.
- [BOU_90] Boussinesq J., "Calcul des températures successives d'un milieu homogène et atherme indéfini que sillone une source de chaleur." CR 110, 1890, p 1242 - 1244
- [BRE_79] Brewe D. E., Hamrock B. J., Taylor C. M., "Effect of geometry on hydrodynamic film thickness." Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1979, p 231 - 239.
- [BRI_97] Briot J. M., Bourouga B., Bardon J. P., "Étude de la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux." Revue générale de thermique, 1997, Vol 36, p 610 - 623.
- [BRO_00] Brown J. R., Forster N. H., "Operating temperatures in mist lubricated rolling element bearings for gas turbines." Energy Conversion, Engineering Conference and Exhibit, 35th Intersociety, 2000, Vol 2, p 1268 - 1275.
- [BRO_03] Brown J. R., Forster N. H., "Carbon phenolic cages for high speed bearings. Part III - Development of numerical models for heat generation and temperature prediction in lightly lubricated bearings." Air Force Research Laboratory Report, AFRL-PR-WP-TR-2003-2033, 2003, pp 23.
- [BUR_67] Burton R. A., Staph H. E., "Thermally activated seizure of angular contact bearing." ASLE Transactions, 1967, Vol 10, p 408 - 417.
- [CAN_04] Cann P. M. E., Damiens B., Lubrecht A. A., "The transition between fully flooded and starved regimes in EHL." Tribology International. 2004, Vol 37, p 859 - 864.
- [CAR_26] Carter F. W. "On the action of a locomotive driving wheel." Proceedings of the Royal Society, London, 1926, A112, pp 151 - 157
- [CAR_67] Carslaw H.S. et Jaeger J.C. "Conduction of Heat in Solids." Oxford University Press (1st Edition), 1967, pp. 255.

- [CHAN106] Changenet C., Oviedo-Marlot X., Vexex P., "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks applications to a six speed manual gear box." Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 2006, Vol 126, p 618 - 625.
- [CHAN206] Changenet C., "Modélisation thermique des transmissions par engrenages." Thèse : INSA de Lyon, 2006, pp 167.
- [CHE_01] Chen Z., Wong K., Li W., Liang S. Y., Stephenson D. A., "Cutting fluid aerosol generation due to Spin-off in turning operation: analysis for environmentally conscious machining." Journal of Manufacturing Science and Engineering 2001, Vol 123, p 506 - 512.
- [CHE_65] Cheng H. S. "A refined solution to the thermal elastohydrodynamic lubrication of rolling and sliding cylinders." ASLE Transactions, 1965, Vol 8, p 397 - 410.
- [CHE198] Cheftel B., Paty G., "La fiabilité des roulements aéronautiques et le comportement en fatigue." RTO AVT Symposium on "Design principles and methods for aircraft gas turbines engines", Toulouse - France 1998, pp 6.
- [CHE298] Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F., Dalmaz G., "Film thickness in starved EHL point contact." Transactions of the ASME, Journal of tribology, 1998, Vol 120, pp 126 - 133.
- [CHI_74] Chiu Y. P., "An analysis and prediction of lubricant film starvation in rolling contact systems." ASLE Transactions, 1974, p22 - 35.
- [CHI_87] Chittenden R. J., Dowson D., Taylor C. M. "The lubrication of elliptical conjunctions in the isoviscous-elastic regime with entrainment directed along either principal axis." Proc. 13th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1986, Vol 11, p 247 - 260
- [CHI_89] Chittenden R. J., Dowson D., Taylor C. M. "Power loss prediction in ball bearings." Proc. 15th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1989, Vol 14, p 277 - 286.
- [CHI185] Chittenden R. J., Dowson D., Dunn J.F., Taylor C. M. "A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts, part I: Direction of lubricant entrainment coincident with the major axis of the herzian contact ellipse." Proc. R. Soc. Lond., 1985, vol 397, p 271 - 294.
- [CHI285] Chittenden R. J., Dowson D., Dunn J.F., Taylor C. M. "A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts, part II: general case, with lubricant entrainment along either principal axis of the Hertz contact ellipse or at some intermediate angle." Proc. R. Soc. Lond., 1985, vol 397, p 271 - 294.

- [COE_84] Coe H. H., "Thermal analysis of a planetary transmission with spherical roller bearings operating after complete loss of oil." Nasa Technical Paper, 1984.
- [COE_89] Coe H. H., "Comparison of predicted and measured temperatures of UH-60A helicopter transmission." Nasa Technical Paper, 1989.
- [COU_03] Coulomb S., Ville F., Nelias D., "Numerical and experimental investigations on rolling contact fatigue for dented surface." Proceedings of the 29th Leeds Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 2003, Vol 41, p 359 - 366.
- [CRO_63] Crok A. W. "The lubrication fo rollers IV. Measurement of Friction and effective Viscosity." Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1963, Vol 225, p 281 - 313.
- [DAL_77] Dalton C., Szabo J.M., "Drag on a group of cylinders." Transactions of the ASME, Journal of pressure vessel technology. 1977, Vol 99, p 152 - 157.
- [DAM_03] Damiens B. "Modélisation de la lubrification sous alimentée dans les contacts EHD elliptiques." Thèse : INSA de Lyon, France, 2003, pp 145.
- [DAM_04] Damiens B., Venner C. H., Cann P. M. E., Lubrecht A. A., "Starved lubrication of elliptical EHD contacts." Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 2004, Vol 126, p 105 - 111.
- [DIA_05] Diab Y. "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles." Thèse INSA de Lyon, 2005, pp 151.
- [DIE_69] Dietrich M. W., Parker R. J., Anderson W. J., "Contact conformity effects on spinning torque and friction." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1969, Vol 91, p 308 - 313.
- [DOD_99] Dodd A., Mitamura N., Kawamura H., "Bearings for aircraft gas turbine engines (Part 2/2) " Motion and control - NSK. 1999, Vol 6, pp 8.
- [DOM_86] Dominy J., "The nature of slip in high speed axially loaded ball bearings." Proc. International Mechanical Engineers, 1986, Vol 200, p 359 – 365.
- [DOW_59] Dowson D., Higginson G. R., "A numerical solution to the elastohydrodynamic problem." Journal of mechanical engineering science, 1959, Vol 1, p 6 – 15.
- [DOW_66] Dowson D., Higginson G. R., "Elasto hydrodynamic lubrication – the fundamentals of roller and gear lubrication." Pergamon Press, Oxford, 1966.
- [DOW_79] Dowson D., "History of Tribology" London : Longman, 1979.
- [DOW_91] Dowson D., Xu H., "Elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with spin and rolling," Proceedings International Mechanical Engineering, 1991, Vol 205, p165 – 174.

- [DOW186] Dowson D., Mian A. O., Taylor C. M. "Thermal network analysis of a ring-oiled bearing and comparison with experimental results." Proc. 13th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1986, p 579 – 586.
- [DOW286] Dowson D., Taylor C. M., XU H., "The lubrication of elliptical contacts with spin." Proc. 13th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1986, p 451 – 463.
- [DUN_95] Dunker R., "Advances in techniques for engine applications – European Comission Aeronautics Research Series." John Wiley & Sons. ISBN 0471953636, 1995, 146p
- [DUS_94] Dusserre-Telmon G., Nelias D., « Contrôle partagé de la bille entre la bague intérieure et la bague extérieure. » Revue Francaise de Mécanique. 1994, Vol 2, p 155 – 165.
- [EHR_99] Ehret P., Chevalier F., Dowson D., Taylor C. M., Okamura H., Sano T., « Traction in EHL elliptical contacts with spin conditions. » Proc. 26th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1999, p 71 - 81.
- [ERT_02] Ertz M., Knothe K., "A comparison of analytical and numerical methods for the calculation of temperatures in wheel/rail contact." Wear, 2002, Vol 253, p 498 – 508.
- [ERT_39] Ertel A. M., "Hydrodynamic lubrication based on new principles." Akad. Nauk SSSR Prikadnaya Mathematica I Mekhanika, 1939, Vol 3, p 41 – 52.
- [FER_69] Fernlund I., Andreason S., "Bearing temperature calculated by computer." The ball bearing journal, 1969, n° 156, p 3 – 8.
- [FIL_96] Fillon M., Desbordes H., Frene J., Chan Hew Way C., "A global approach of thermal effects including pad deformations in tilting pad journal bearings submitted to unbalance load." Transactions of the ASME, Journal of Tirbology, 1996, Vol 118, p 169 – 174.
- [FLO106] Flouros M., "Correlations for heat generation and outer ring temperature of high speed and highly loaded ball bearings in an aero-engine." Aerospace Science and Technology. 2006, Vol 10, p 611 – 617.
- [FLO206] Flouros M., "Reduction of power losses in bearing chambers using porous screens surrounding a ball bearing." Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, Vol 128, p 178 – 182.
- [FOR_03] Forster N. H., Brown J. R., "Carbon phenolic cages for high speed bearings. Part II – Bearing evaluation with a multiply alkylated cyclopentane (MAC) lubricant." Air Force Research Laboratory Report, AFRL-PR-WP-TR-2003-2032, 2003, p 22.
- [FRE_90] Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., "Hydrodynamic lubrication, Journal and thrust bearings." Elsevier Science, Amsterdam – The Netherlands, 1997, pp 498.

- [FRU_94] Fruman D. H., Nouar C., Daviot N., « Quelques aspects de l'écoulement dans un roulement noyé. » Congrès de la société française de mécanique « Roulements », 1994, p 107 – 120.
- [GAF_93] Gafitanu M. D., Olaru D. N., Cocea M. C., „Die verluste wegen der reibung in radial axial kugellagern bei hohen drehzahlen.“ Wear, 1993, Vol 160, p 51 – 60.
- [GAN_89] Gan K. G., Zaitov L. M., “Friction losses in high speed radial thrust ball bearings.” Soviet Journal of Friction and Wear (English translation of Trenie I Iznos), 1989, Vol 10, p 76 – 81.
- [GAZ_58] Gazley C., “Heat transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders.” Transaction of ASME, Journal of heat transfer, 1958, Vol 108, p 70 – 90.
- [GEC_86] Gecim B., Winer W. O., “Steady temperature in a rotating cylinder – Some variations in the geometry and the thermal boundary conditions.” Transaction of ASME, Journal of lubrication technology, 1986, p 446 – 453.
- [GEN_83] Gentle C. R., Pasdari M., “Computer simulation of starvation in thrust loaded ball bearings.” Wear, 1983, Vol 92, p125 – 134.
- [GLA_02] Glahn A., Busam S., Blair M. F., Allard K. L., Wittig S. “Droplet generation by disintegration of oil films at the rim of a rotating disk.” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2002, Vol 124, p 117 – 124
- [GOK_78] Goksem P. G., Hargreaves R. A., “The effect of viscous shear heating on both film thickness and rolling traction in an EHL line contact.” Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1978, Vol 100, p 346 – 352.
- [GRU_49] Grubin A. N., “Fundamental of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces.” Central scientific research institute for technology and mechanical engineering, DSIR translations, 1949, Book n°30.
- [GUI_97] Guillemet P., Bardon J. P., Rauch C., “Experimental route to heat conduction beyond the Fourier equation.” International Journal of Heat and Mass Transfer. 1997, Vol 40, p 4043 – 4053.
- [GUM_16] Gümbel L., “Über geschmierte arbeitsräder.” Z. ges. Turbinenwesen, 1916, Vol 13, p 357.
- [GUP_02] Gupta P. K., “Thermal interactions in rolling bearing dynamics.” Air Force Research Laboratory Report, AFRL-PR-WP-TR-2002-2042. 2002, p 115.
- [GUP_84] Gupta P. K., “Advanced dynamics of rolling elements.” Springer –Verlag, New York, 1984, pp 295.

- [GUP_92] Gupta P. K., Cheng H. S., Zhu D., Forster N. H., schrand J. B., "Viscoelastic effects in MIL-L-7808 type lubricant, Part I : analytical formulation." Tribology Transactions, 1992, Vol 35, p 269 – 274.
- [HAD181] Hadden G. B., Kleckner R. J., Ragen M. A., Dyba G. J., Sheynin L., "Planetsys, A Computer Program For the Steady State and Transient Thermal Analysis of a Planetary Power Transmission System." Nasa Technical Paper. 1981, pp 47.
- [HAD281] Hadden G. B., Kleckner R. J., Ragen M. A., Sheynin L., "Shaberth. Steady state and transient thermal analysis of a shaft bearing system including ball, cylindrical and tapered roller bearing." Nasa Technical Paper. 1981, pp 254.
- [HAM_77] Hamrock B. J., Dowson D., "Elastohydrodynamic lubrication of point contacts, part IV: starvation results." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1977, vol 99, p 15 – 23.
- [HAM183] Hamrock B. J., Anderson W. J., « Rolling-Element bearing. » Nasa report, 1983, pp 57.
- [HAM283] Hamrock B. J., Brewe D., "Simplified solution for stresses and deformations." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1983, Vol 105, p 367 – 378.
- [HAM_84] Hamrock B. J., Jacobson B. O. "Elastohydrodynamic lubrication of line contact." ASLE Transactions, 1984, Vol 24, p 275 – 287.
- [HAR_01] Harris T. A., Barnsby R., Kotzalas M. "A method to calculate frictionnal effects in oil – lubricated ball bearings." Tribology Transactions, 2001, vol 4, p 704 – 708.
- [HAR_63] Harris T. A. "How to predict temperature increases in rolling bearings." Product Engineering, 1963, Vol 9, p 89 – 98.
- [HAR_71] Harris T. A. "Ball motion in thrust-loaded, angular contact bearings with coulomb friction." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology, 1971, Vol 93, p32 – 8.
- [HAR_71] Harris T. A., "An analytical method to predict skidding in thrust loaded, angular contact ball bearings." Transactions of the ASME, Journal of lubrication technology 1971, Vol 93, pp 17 – 24.
- [HAR_73] Harris T. A., Mindel M. H., "Rolling element bearing dynamics." Wear, 1973, Vol 23, p 311 – 337.
- [HAR_84] Harris T. A. "Rolling bearing analysis." Wiley (2nd Edition), ISBN 0471799793, 1984, p 531 – 553.
- [HAR_98] Harris T. A., Barnsby R. M., "Tribological performance prediction of aircraft turbine mainshaf ball bearings." Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1998, Vol 41, pp 60 – 68.

- [HER_81] Hertz H., "Über die berührung fester elastischer körper." J. Reine und Angew. Math., 1881, Vol 92, p 156 – 171.
- [HOE_96] Hoepfich M. R., "Rolling-element bearing internal temperatures." Tribology Transactions, 1996, vol 39, p 855 – 858.
- [HOL_90] Holman J. P., "Heat Transfer." McGraw-Hill book company (2nd Edition), New York. 1990, pp 676
- [HOU_02] Houpert L., "Ball bearing and tapered roller bearing torque: analytical, numerical and experimental results." Tribology Transactions. 2002, Vol 45, p 345 – 353.
- [HOU_84] Houpert L., leenders P., "A study of mixed lubrication conditions in modern deep groove ball bearings." Proc. 11th Leeds-Lyon Symposium., Leeds, 1984, p 55 – 63.
- [HOU_85] Houpert L., leenders P., "A theoretical and experimental investigation into rolling bearing friction." Proc. Eurotrib Conference, Lyon. 1985, Vol 1, paper 28, pp 10.
- [HOU_87] Houpert L., "Piezoviscous rigid rolling and sliding traction forces, application: the rolling element – cage pocket contact." Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1987, Vol 109, p 363 – 371.
- [HSI_94] Hsiao, Hsing-Sen S., Hamrock, Bernard J. "Temperature distribution and thermal degradation of the lubricant in EHL line contact conjunctions." Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1994, vol 116, p 794 – 803.
- [IJU_95] Ijuin S., Yuruzume T., Shoda Y., Toma K., "Improving the survivability of high-speed ball bearing under oil shutt-off conditions by chemical modifications of the surface." Tribology Transactions, 1995, Vol 38, p 403 – 409.
- [ISB_57] Isbin H. S., Moy J. E., Da Cruze A. J. R., "Two-phase stream-water critical flow." History of American Institute of Chemical Engineers. 1957, Vol 3, p 361 – 365.
- [ITO_97] Itoigawa F., Nakamura T., Matsubara T., "Starvation in ball bearing lubricated by oil and air lubrication system." Proc. 24th Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1997, p 243 – 252.
- [JAC_98] Jacod B., Publier F., Cann P. M. E., Lubrecht A. A., "An analysis of track replenishment mechanisms in the starved regime." Proc. 25th Leeds-Lyon Symp., Lyon, 1998, p 483 – 492.
- [JAE_42] Jaeger J. C., "Moving sources of heat and temperature at sliding contacts." Proc. Roy. Soc., New South Wales, 1942, Vol 76, p 203 – 224.

- [JAN_82] Jan F., « Transferts énergétiques dans une transmission à trains planétaires. » Société d'études de l'industrie de l'engrenage, 1982, Bulletin n°79, pp 94.
- [JEN_03] Jeng Y.R., Huang P.Y. "Prediction of temperature rise for ball bearings." Tribology Transactions, 2003, vol 46, p 49 – 56.
- [JOH_77] Johnson K. L., Tevaarwerk J. L., "Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. " Proc. Roy. Soc. Lond. 1977, A356, p 215 – 236.
- [JOH_89] Johnson K.L., "Contact Mechanics." Cambridge University Press, 1989, pp 452.
- [JON_59] Jones A. B., "Ball motion and sliding friction in ball bearings." Transactions of the ASME Journal of Basic Engineering, 1959, Vol 81, p 1 – 12.
- [KAN_96] Kannel J. W., "A model to explain EHL in a non-flooded or starved rolling element bearing." Proc. 23rd Leeds-Lyon Symp., Leeds, 1996, p 397 – 404.
- [KLE_80] Kleckner R. J., Pirvics J., « Spherical roller bearing analysis : SKF program « Spherbean ». » Nasa report, 1980, pp 76.
- [KO_03] Ko T. J., Park S. H., Kim H. S., "Experimental verification of the mist generation mechanism in turning." International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2002, Vol 43, p 115 – 120.
- [LAC_98] Lacey S., Kawamura H., "Bearings for aircraft gas turbine engines (Part 1/2) " Motion and control - NSK. 1998, Vol 5, pp 8.
- [LAR_94] Laraqui N., Bounagui A., Bransier J. "Modélisation des transferts de chaleur dans un roulement à rouleaux cylindriques. " Revue française de thermique, 1994, n°3, p 223 - 227.
- [LAR_95] Laraqui N. "Influence de la vitesse de glissement sur la résistance thermique de constriction." Revue générale de thermique, 1995, vol 34, n°408, p 735 - 741.
- [LAW_98] Lawon T. V., "Cylinder groups: mean forces on pairs of long circular cylinder." ESDU, 1998, pp 33.
- [LIU_08] Liu X., Levitan M., Nikitopoulos D., "Wind tunnel tests for mean drag and lift coefficients on multiple circular cylinders arranged in-line." Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. 2008, Vol 96, p 831 - 839.
- [LUB_04] Lubrecht A. A., "An introduction to Elastohydrodynamic Lubrication." Support de cours INSA de Lyon 2004, pp 101.
- [LUB_87] Lubrecht A. A., "Numerical solution of the EHL line and point contact problem using multigrid techniques." Thèse : University of Twente, Ensche, The Netherlands. ISBN 90-9001583-3, 1987.

- [MAN_99] Manin L., "Modèles de comportement multiniveaux pour la Conception Mécanique assistée par ordinateur : application à la prévision du comportement thermique de transmissions de puissance par engrenages." Thèse : INSA de Lyon, 1999, pp 140.
- [MAR_08] Marchesse Y., Changenet C., "Forced convective heat transfer over a non-circular slender cylinder." Journal of mechanical engineering sciences, part C. 2008, Vol 223, p 427 - 437.
- [MAR_16] Martin H. M., "Lubrication of gear teeth." Engineering, 1916, Vol 102, p 119 - 121.
- [MAT_00] "Using MATLAB-Version 6" The MathWorks Inc., 2000, pp 15–16.
- [MAT_66] Matt R. J., Giannotti R. J., "Performance of high speed ball bearings with jet oil lubrication." Journal of the American Society of Lubrication Engineers, 1966, p 316 - 325.
- [MEU_05] Meurisse M.H. "Analyse numérique." Support de cours INSA de Lyon 2005, p 109 - 164.
- [MES_02] Messe S., Lubrecht A. A., "Approximating EHL film thickness profiles under transient conditions." Journal of tribology, 2002, Vol 124, p 443 - 449.
- [MIA_95] Mian A. O., Jones G. J., "An iterative heat balance technique for rapid estimation of engine bearing temperatures." Proc. 22nd Leeds-Lyon Symp., Lyon, 1995, p 291 - 256.
- [MIL_98] Mills A.F. "Basic heat and mass transfer." Prentice Hall (2nd Edition), ISBN 0130962473, 1998, pp 1000.
- [MOL_78] Molina M. A., Gohar R., "Hydrodynamic lubrication of ball bearing cage pockets." Journal Mechanical Engineering Science, 1978, Vol 20, p11 - 20.
- [MOR_09] Moret M., "Roulements et butées à billes et à rouleaux." Techniques de l'ingénieur, traité Génie Mécanique, 2009, B5370.
- [MUZ_01] Muzychka Y., Yovanovitch M. "Thermal resistance models for non circular moving heat sources on a half space." transaction of the ASME Journal of heat transfer, 2001, vol 123, p 624 - 632.
- [NEL_96] Nelias D., "Etude expérimentale et théorique du microgrippage dans les contacts élastohydrodynamiques." Revue générale de thermique, 1996, Vol 36, p 26 - 39.
- [NEL_98] Nelias D., Yoshioka T., "Location of an acoustic emission source in a radially loaded deep groove ball-bearing." Proc. Instn. Mech. Engrs, 1998, Vol 212, p 33 - 45.

- [NEL_99] Nelias D. "Contribution à l'étude des roulements. Modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans les contacts EHD pour des surfaces réelles ou indentées." Dossier d'habilitation à diriger des recherches, INSA de Lyon, 1999, pp 148.
- [NEL194] Nelias D., Sainsot P., Flamand L., "Power loss of gearbox ball bearing under axial and radial loads." Tribology Transactions 1994, Vol 37, p 83 - 90.
- [NEL294] Nelias D., "Influence de la lubrification sur la puissance dissipée dans les roulements à rouleaux cylindriques." Revue Francaise de Mécanique. 1994, Vol 2, p 143 - 154.
- [NGU_04] Nguyen N.T., Mai Y.W., Simpson S., Ohta A. "Analytical approximate solution for double ellipsoidal heat source in finite thick plate." Welding journal, 2004, p 82 - 93.
- [NGU_99] Nguyen N., Ohta A., Matsuoka K., Suzuki N., Maeda Y. "Analytical solutions for transient temperature of semi infinite body subjected to 3D moving heat source. " Supplement to the welding journal, 1999, p 264 - 274.
- [OLA_93] Olaru D. N., Gafitanu M.D., "Starvation in ball bearings." Wear, 1993, Vol 170, p 219 - 234.
- [OLA_97] Olaru D. N., Gafitanu M.D., "A new methodology to estimate starvation in ball bearings." Tribotest journal, 1997, Vol 4, p 93 - 106.
- [PAL_07] Paleu V., Nelias D., "On kerosene lubrication of hybrid ball bearings." Paper present at International Conference DIPRE'07, Romania. 2007, p 50 - 56.
- [PAL_56] Palmgren A., "Ball and roller engineering." SKF Industry Incorporation. 1956, pp 264.
- [PAL_67] Palmgren A., "Mouvement et efforts dans les roulements. In : Les roulements : description, théorie, applications." Editions SKF, 1967, pp 243.
- [PAR_84] Parker R. J., "Comparison of predicted and experimental thermal performance of angular contact ball bearings." Nasa Technical Paper. 1984, pp 16.
- [PAR_86] Parker R. J., Signer H. R., "Lubrication of high speed, large bore tapered roller bearings." transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1978, Vol 100, p 31 - 38.
- [PAT_94] Paty G., "Bearing with minimum lubrication (BEARING LUB): Advances in techniques for engine applications." European Comission Aeronautics Research Series. John Wiley & Sons, ISBN 0471953636. 1994, pp 146.

- [PEN_06] Peng J., Zhu K., "Drag force of interacting coaxial spheres in viscoplastic fluids." *Journal of non-newtonian fluid mechanics*, 2006, vol 135, p 83 - 91.
- [PET_51] Petrushevitch A. I., "Fundamental conclusion from the hydrodynamic contact theory of lubrication." *Izv. Akad., Nauk. SSSR (OTN)*, 1951, Vol 2, p 209.
- [PIN_00] Pinel S. I., Signer H. R., Zaretsky E. V., "Design and operating characteristics of high-speed, small bore, cylindrical-roller ball bearings." *Nasa Technical Paper*. 2000, pp 15.
- [PIN_01] Pinel S. I., Signer H. R., Zaretsky E. V., "Comparison between oil-mist and oil-jet lubrication of high-speed, small bore, angular contact ball bearings." *Nasa Technical Paper*. 2001, Vol 44, p 327 - 338.
- [PIN_98] Pinel S. I., Signer H. R., Zaretsky E. V., "Design and operating characteristics of high-speed, small bore, angular contact ball bearings." *Nasa Technical Paper*. 1998, pp 22.
- [PIR_79] Pirvics J., "The analysis of thermal effects in rolling element bearing load support systems." *Proceedings of the Royal Society, London*, 1980, p 259 - 282.
- [PIR_83] Pirvics J., Kleckner R. J., "Prediction of ball and roller bearing thermal and kinematic performance by computer analysis." *Nasa Conference Publication*. 1983, p 185 - 201.
- [POP_72] Poplawski J. V., "A method to predict slip and cage forces in a high speed roller bearing." *ASME Transactions, Journal of lubrication technology*, 1972, Vol 94, p 143 - 152.
- [POU109] Pouly F., Chagnenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings." *Proc. IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009, Vol 224, p 925 - 933.
- [POU209] Pouly F., Chagnenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Thermal analysis of rolling element bearing." *STLE Annual meeting, Orlando (USA)*. 2009.
- [POU309] Pouly F., Chagnenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Investigations on the power losses and thermal behavior of rolling element bearing" *36th Leeds-Lyon Symposium on Tribology "Multi-Facets of Tribology"*, Lyon (France). 2009.
- [POU409] Pouly F., Chagnenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Analyse thermique des paliers à roulements." *XIX Congrès Français de Mécanique, Marseille (France)*. 2009,
- [POU110] Pouly F., Chagnenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Power loss predictions in high speed rolling element bearings using thermal networks." *Tribology Transactions*. 2010, Vol 53, p 957 - 967.

- [POU210] Pouly F., Changenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Prediction of power losses in high speed rolling bearings using thermal networks method." STLE Annual meeting, Las Vegas (USA). 2010.
- [POU310] Pouly F., Changenet C., Ville F., Velex P., Damiens B., "Thermal aspects in rolling element bearings: heat flux partitions at contact." 37th Leeds-Lyon Symposium on Tribology "Tribology for Sustainability" Leeds (Angleterre). 2010.
- [REE155] Ree T., Eyring H., "Theory of non newtonian flow. Part I: Solid plastic system," Journal of applied physics, 1955, Vol 26, p 793 - 800.
- [REE255] Ree T., Eyring H., "Theory of non newtonian flow. Part II: Solution system of high polymers." Journal of applied physics, 1955, Vol 26, p 800 - 809.
- [REY_86] Reynolds O., "On the theory of lubrication and its application tomr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil." Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1886, Vol 177, p 157 - 234.
- [RUM_73] Rumbarger J. H., Filetti E. G., Gubernick D., "Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis." Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1973, p 401 - 416.
- [SAD187] Sadeghi F., Dow T. A., "Thermal effects in rolling/sliding contacts: part II - analysis on thermal effects in fluid film." Transactions of the ASME, Journal of tribology, 1987, p 512 - 518.
- [SAD287] Sadeghi F., Dow T. A., Johnson R. R., "Thermal effects in rolling/sliding contacts: part III - approximate method for prediction of mid-film temperature and sliding traction." Transactions of the ASME, Journal of tribology, 1987, p 519 - 524.
- [SAN_10] San Andres L., Kim T. H., "Thermohydrodynamic analysis of bump type gas foil bearing: a model anchored to test data." Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. 2010, Vol 132
- [SCH_80] Schuller F. T., Pinel S. I., Signer H. R., "Operating characteristics of a high speed, jet lubricated 35 millimeter bore ball bearing with a single outer land guided cage." Nasa Technical Paper. 1980, pp 13.
- [SEG_84] Segerlind L. J., "Applied finite element analysis." Wiley (2nd edition), ISBN: 0471806625 1984, pp 448.
- [SHO_97] Shoda Y., Ijuin S., Aramaki H., Toma K., "The performance of a hybrid ceramic ball bearing under high speed conditions with the under race lubrication method." Tribology transactions. 1997, Vol 40, p 676 - 684.
- [SIG_74] Signer H., Bamberger E. N., Zaretsky E. V., "Parametric study of the lubrication of thrust loaded 120mm bore ball bearings to 3 million DN." Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1974, Vol 96, pp 515 - 525.

- [SKF_03] SKF General Catalogue, 2003, pp 1119.
- [SNA_68] Snare B., "Rolling resistance in loaded ball bearing." Ball bearing journal, 1968, Vol 158.
- [STR_02] Stribeck R., "Die wesentlichen eigenschaften der gleit und rollenlager." VDI Zeitschrift, 1902, Vol 182, pp 262-280.
- [STR_58] Streeter V. L., "Fluid mechanics." McGraw-Hill book company (2nd Edition). 1958, p 480.
- [SUN_08] Sun G., Palazzolo A., Provenza A., Lawrence C., Carney K., "Long duration blade loss simulations including thermal growths for dual-rotor gas turbine engine." Journal of Sound and Vibration, 2008, Vol 316, p 147 - 163.
- [TAC_73] Trachman E. G., Cheng H. S., "Rheological effects on friction in elastohydrodynamic lubrication". Nasa Technical Paper. 1973, CR-2206.
- [TAY_35] Taylor G. I., "Friction between rotating cylinders." Proc. Roy. Soc. Lond. 1935, Vol 157, p 546 - 578.
- [TER_02] Terekhov V. I., Pakhomov M. A., "Numerical study of heat transfer in a laminar mist flow over a isothermal flat plate." International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002, Vol 45, p 2077 - 2085.
- [TEV_79] Tevaarwerk J. L., Johnson K. L., The influence of fluid rheology on the performance of traction drives. Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1979, Vol 101, p 266 - 274.
- [TOR_98] Torii S., Yang W. J., "Thermal transport in turbulent couette flows in concentric annuli for various Prandtl numbers." Numerical heat transfer, Part A: Applications. 1998, Vol 34, p 537-552.
- [TOW_74] Townsend D. P., Allen C. W., Zaretsky E. V., "Study of ball bearing torque under elastohydrodynamic lubrication. Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology." 1974, Vol 96, p 561 - 571.
- [USH_04] Usha R., Ravindran R., "Analysis of conducting fluid film of non-uniform thickness on a rotating disk." International Journal of Non-Linear Mechanics. 2004, Vol 39, p 153 - 164.
- [VAN_09] Van Zolen M. T., Venner C. H., Lugt P. M., "Prediction of film thickness decay in starved elasto_hydrodynamically lubricated contacts using a thin layer flow model." Proceedings of the IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2009, Vol 223, p541 - 552.
- [VEN_92] Venner C. H., Ten Napel W. E., "Surface roughness effects in an EHL line contact." Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1992, Vol 114, p 616 - 622.

- [VEN_94] Venner C. H. and Lubrecht A.; A., "Transient analysis of surface features in an EHL line contact in the case of sliding." Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology. 1994, Vol 116, p 186 - 193.
- [VER_95] Vergne P., Nelias D., Tribological and rheological properties of a MIL-L-23699 lubricant. Proceedings of the International Tribology Conference, 1995, pp 5.
- [VIL_97] Ville F., Nelias D., "Influence of the nature and size of solid particles on the indentation features in EHL contacts." Proceedings of the 24th Leeds Lyon symposium on Tribology, London. 1997, Vol 34, p 399 - 409.
- [VIL_99] Ville F., Nelias D., "An experimental study on the concentration and shape of dents caused by spherical metallic particles in EHL contacts." Tribology Transactions, 1999, Vol 42, p 231 - 240.
- [WAG_00] Wagner M. J., Forster N. H., Van Treuren K. W., Gerardi D. T., "Vapor phase lubrication expendable gas turbine engines." Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2000, Vol 122, p 185 - 190.
- [WAN_07] Wang L. Q., Chen G. C., Zheng D. Z., "Operating temperature in high speed ball bearing. Proc." IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2007, Vol 221, p 353 - 359.
- [WED_75] Wedeven L. D., "Effect of starvation on film thickness and traction under elastohydrodynamic rolling and sliding conditions." Nasa Technical Paper. 1975, pp 36.
- [WIL_79] Wilson A. R., "An experimental thermal correction for predicted oil film thickness in elastohydrodynamic contacts." Proc. 6th Leeds-Lyon Symp., Leeds. 1979, p 179 - 190.
- [WIL_83] Wilson W. R. D., Sheu S., "Effect of inlet shear heating due to sliding on elastohydrodynamic film thickness." Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology. 1983, Vol 105, p 187 - 188.
- [WIN_85] Winer W. O., Bair S., Gecim B., "Thermal resistance of a tapered roller bearing." Proc. American Society of Lubrication Engineers, Atlanta, 1985, p 1 - 8.
- [ZAR_74] Zaretsky E. V., Bamberger E. N., "Operating characteristics of 120-millimeter-bore ball bearings at 3.106 DN." Nasa Technical Paper. 1974.
- [ZAR_85] Zaretsky E. V., Schuller F. T., Coe H. H., "Lubrication and performance of high speed rolling element bearings." Transaction of the ASME, Journal of lubrication technology, 1985, Vol 41, p 725 - 732.
- [ZAR_97] Zaretsky E. V., Tribology for aerospace applications. STLE publication SP-37, ISBN 0-9660584-0-2. 1997, pp 851.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : POULY

DATE de SOUTENANCE : 06 décembre 2010

Prénoms : François

TITRE : MODELISATION THERMO MECANIQUE D'UN ROULEMENT A BILLES GRANDE VITESSE

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2010-ISAL-0105

Ecole doctorale : MEGA Lyon (Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique)

Spécialité : Mécanique

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis CLASSE :

RESUME :

La chaleur dégagée dans un palier à roulement fonctionnant à grande vitesse nécessite un refroidissement externe afin d'éviter la dégradation du lubrifiant et du mécanisme. La technologie actuelle consiste ainsi à injecter dans celui-ci un jet d'huile qui permet à la fois la lubrification des surfaces en contact mais également l'évacuation de la chaleur. La compréhension des mécanismes de lubrification nécessite donc de mener des investigations conjointes sur les pertes de puissance au sein du roulement et sur les échauffements correspondants.

La perte de puissance associée à la traînée aérodynamique exercée par le brouillard d'huile sur les éléments roulants est extrêmement délicate à estimer du fait de la complexité des écoulements. Il existe ainsi un degré de liberté sur la manière d'aborder cette perte, qui historiquement a toujours été ajustée de manière à égaliser les pertes de puissance globales calculée et mesurée. Ce phénomène a permis de masquer la divergence d'opinions concernant la prise en compte ou non de la force de roulement hydrodynamique au contact bille/bague.

Une méthode originale permettant de discriminer les différentes sources de chaleur est proposée, combinant les approches mécanique, thermique et aérodynamique. Il est ainsi démontré que les forces de roulement hydrodynamique et de traînée aérodynamique ne peuvent pas être négligées dans un roulement à billes grande vitesse.

L'outil numérique développé s'avère performant et rapide pour modéliser le comportement thermo mécanique d'un roulement en régime stationnaire et transitoire. Des investigations sur un scénario d'interruption de la lubrification sont ainsi également réalisées. Ces aspects représentent une avancée technique dans la compréhension du rôle de l'huile tant comme lubrifiant que comme fluide caloporteur.

MOTS-CLES : PALIERS A ROULEMENTS ; PERTES DE PUISSANCE ; THERMIQUE ; LUBRIFICATION

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) UMR CNRS-INSA n° 5259

Directeur de thèse: CHANGENET C., VELEX P., VILLE F.

Président de jury : DAVID DUREISSEIX

Composition du jury : CHANGENET C., DAMIENS B., FILLON M., SADEGHI F., VELEX P., VILLE F.