

N°d'ordre NNT : 2016LYSEI017

**THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON**

préparée au sein de  
**l'INSA LYON**

**Ecole Doctorale N° ED162**

**MEGA**

**Spécialité de doctorat : Mécanique**

Soutenue publiquement le 16/03/2017, par :

**Adrien Neurouth**

---

**Etude de la performance  
énergétique d'une transmission  
de puissance haute vitesse**

---

Devant le jury composé de :

Michel FILLON	Professeur	<i>Université de Poitiers</i>	Examineur
Jorge SEABRA	Professeur	<i>Université de Porto</i>	Rapporteur
François ROBBE VALLOIRE	Professeur	<i>Supméca</i>	Rapporteur
Michel OCTRUE	Docteur	<i>CETIM</i>	Examineur
Fabrice VILLE	Professeur	<i>INSA Lyon</i>	Directeur de thèse
Christophe CHANGENET	Docteur HDR	<i>ECAM Lyon</i>	Co-Directeur de thèse



INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
<b>CHIMIE</b>	<b>CHIMIE DE LYON</b> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a> Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 <sup>e</sup> étage 04 72 43 80 46 Insa : R. GOURDON <a href="mailto:secretariat@edchimie-lyon.fr">secretariat@edchimie-lyon.fr</a>	<b>M. Jean Marc LANCELIN</b> Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<b>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</b> <a href="http://edeea.ec-lyon.fr">http://edeea.ec-lyon.fr</a> Sec : M.C. HAVGOUDOUKIAN <a href="mailto:Ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr">Ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr</a>	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<b>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</b> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a> Sec : Bat Atrium- UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : S. REVERCHON <a href="mailto:secretariat.e2m2@univ-lyon.fr">secretariat.e2m2@univ-lyon.fr</a>	<b>M. Fabrice CORDEY</b> Laboratoire de Géologie de Lyon Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Géode – Bureau 225 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.44.83.74 <a href="mailto:Sylvie.reverchon-pescheux@insa-lyon.fr">Sylvie.reverchon-pescheux@insa-lyon.fr</a> <a href="mailto:fabrice.cordey@univ-lyon1.fr">fabrice.cordey@univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<b>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ</b> <a href="http://www.ediss-lyon.fr">http://www.ediss-lyon.fr</a> Sec : Bat Atrium – UCB Lyon 1 04 72 44 83 62 Insa : <a href="mailto:secretariat.ediss@univ-lyon1.fr">secretariat.ediss@univ-lyon1.fr</a>	<b>Mme Emmanuelle CANET-SOULAS</b> INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.11.90.13 <a href="mailto:Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr">Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<b>INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES</b> <a href="http://infomaths.univ-lyon1.fr">http://infomaths.univ-lyon1.fr</a> Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 <sup>e</sup> étage <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>	<b>Mme Sylvie CALABRETTO</b> LIRIS – INSA de Lyon Bat Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax 04 72 43 16 87 <a href="mailto:Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr">Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<b>MATERIAUX DE LYON</b> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a> Sec : M. LABOUNE-DAHMANI PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Direction 1 <sup>er</sup> et. <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<b>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</b> <a href="http://mega.universite-lyon.fr">http://mega.universite-lyon.fr</a> Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Direction 1 <sup>er</sup> et. <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<b>ScSo*</b> <a href="http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/">http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/</a> Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT <a href="mailto:viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr">viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr</a>	<b>Mme Isabelle VON BUELTZINGLOEWEN</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 <a href="mailto:isavonb@dbmail.com">isavonb@dbmail.com</a>

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



---

# Avant-propos

Je tiens à remercier Christophe CHANGENET pour la confiance qu'il m'a accordée en me suggérant la réalisation de cette thèse. Je le remercie sincèrement, ainsi que Michel OCTRUE et Fabrice VILLE, pour m'avoir encadré tout au long de ce travail de thèse.

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

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

**Directeurs de thèse :** Christophe CHANGENET et Fabrice VILLE  
**Encadrement CETIM :** Michel OCTRUE, Patrick CHEVRIER, Fabrice BLEHAUT  
**Président du jury :** X.X  
**Rapporteurs :** Jorge SEABRA, François ROBBE VALLOIRE

---

*A bove majore discit arare minor*



---

# Résumé

## Etude de la performance énergétique d'une transmission de puissance haute vitesse

Une des voies d'amélioration des véhicules hybrides et électriques est l'utilisation de moteurs tournant plus vite, jusqu'à plus de 42.000tr/min. Le but est d'augmenter la densité de puissance et le rendement des groupes motopropulseurs. Pour utiliser ces moteurs de nouveaux réducteurs mécaniques doivent être développés. Cela doit se faire sans générer de surcoût important face aux solutions utilisées à basse vitesse et en assurant un niveau de performance énergétique élevé.

Cette thèse se situe en amont de la phase de conception d'un réducteur haute vitesse lubrifié par barbotage. Elle a pour but d'identifier les problèmes d'échauffement et de pertes de puissance ainsi que de proposer des pistes d'amélioration énergétique.

Ce travail propose la modélisation thermomécanique de l'étage grande vitesse (GV) du réducteur, réalisée à l'aide de la méthode des réseaux thermiques. Ce modèle couple les pertes de puissance avec les températures. Une attention particulière est portée sur la modélisation des roulements de l'arbre GV. Un nouveau modèle thermomécanique de roulement est développé. Les pertes par barbotage deviennent importantes à grande vitesse. Une méthode permettant de fortement les réduire est caractérisée.

**Mots clés :** Engrenages, roulement à billes, rendement, modélisation thermomécanique, barbotage





---

# Abstract

## Study of the efficiency of a high-speed mechanical power transmission

A way to improve both electric and hybrid vehicles is to use high speed motors, operating over than 42.000rpm. The goal is to increase the power density and the efficiency of powertrains. Using these new motors, new gearboxes should be developed. This must be done without generating significant additional cost regarding already mastered low speed solutions. High energy performance level also has to be maintained.

This PhD comes before the design phase of a high-speed oil bath lubricated gearbox. It aims to identify the warm-up and power loss problems, and propose ways to improve efficiency.

This work proposes a thermomechanical modelling of the gearbox's first stage, using the thermal network method. This model links power losses with temperatures. Particular attention is paid to high speed bearing modelling. A new thermomechanical model of rolling element bearing is developed. As churning losses being significant at high speeds, a method to greatly reduce this power loss is characterized.

**Key words:** Gears, ball bearing, efficiency, thermomechanical modelling, oil bath lubrication



# Nomenclature

$a$	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens du roulement	m
$a_d$	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
$a'$ et $b'$	Facteurs de correction fonction du type de roulement	
$A$	Maître couple	$m^2$
$A_v$ et $B_v$	Coefficients pour le calcul de la viscosité	
$A\%$	Aération de l'huile	%
$b$	Demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens perpendiculaire du roulement	m
$B$	Largeur	m
$[C]$	Matrice des inerties thermiques	J/K
$C_D$	Coefficient de traînée	
$C_{barb}$	Couple de barbotage	N.m
$C_f$	Couple de frottement d'un palier fluide	N.m
$C_i$	Chaleur massique de l'élément $i$	J/kg.K
$C_m$	Couple adimensionnel de traînée	
$C_p$	Capacité calorifique massique	J/kg.K
$d$	Diamètre intérieur	m
$d_m$	Diamètre moyen	m
$D$	Diamètre extérieur	m
$D_p$	Diamètre primitif	m
$e$	Epaisseur	m
$e_c$	Epaisseur de la cage	m
$f$	Coefficient de frottement	
$f_0$	Facteur fonction du type de roulement et du type de lubrification	
$f_1$	Facteur fonction de la charge statique équivalente et statique de base, et du type de roulement	
$F_{12}$	Facteur de forme de 1 vers 2 pour le rayonnement	
$F_R$	Force radiale	N
$F_n$	Effort normal	N
$F_{nu}$	Effort normal unitaire	N/m
$g$	Accélération de la pesanteur = 9,81	$m/s^2$
$g_a$	Longueurs de retrait	m
$g_f$	Longueurs d'approche	m
$G^*$	Paramètre adimensionné de matériau = $\alpha_b E'$	
$G_{rr}$	Facteur fonction des charges, des dimensions, et du type de roulement	
$G_{sl}$	Facteur fonction des charges, des dimensions, et du type de roulement	
$h$	Hauteur immergée	m
$h_{conv}$	Coefficient de convection	$W/m^3$
$H_V$	Facteur géométrique de perte denture	
$H_{dent}$	Hauteur des dents	m
$H_f$	Hauteur de flasque	m
$K_{rs}$	Constante fonction du type de lubrification	
$K_z$	Constante géométrique fonction du type de roulement	

$Ja$	Jeu axial	m
$Jr$	Jeu radial	m
$k$	Conductivité thermique	$W.K^{-1}.m^{-1}$
$l_h$	Demi largeur de contact linéaire	m
$l_{cm}$	Longueur moyenne de contact	m
$L$	Longueur	m
$m$	Module normal	m
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
$m_i$	Masse de l'élément $i$	kg
$M_0$	Couple indépendant de la charge	N.m
$M_1$	Couple dépendant de la charge	N.m
$M_{drag}$	Couple de trainée dû au mode de lubrification	N.m
$M_{rr}$	Couple causé par le roulement	N.m
$M_{sl}$	Couple causé par le glissement	N.m
$M_{total}$	Couple de frottement total d'un roulement	N.m
$n$	Nombre d'élément	
$N$	Vitesse de rotation	tr/min
$p_{bt}$	Pas de base apparent	m
$P$	Puissance mécanique	W
$P_0$	Pression dans le contact	Pa
$P_1$	Combinaison des charges axiale et radiale sur le roulement	N
$Q$	Puissance thermique	[W]
$\{Q\}$	Vecteur des puissances thermiques	W
$r_c$	Rayon de courbure équivalent au niveau du diamètre primitif	m
$R$	Rayon	m
$R_{ar}$	Moyenne arithmétique des rugosités des flancs actifs du pignon et de la roue	$\mu m$
$R_b$	Rayon moyen des bulles d'air	m
$R_p$	Rayon primitif	m
$R_{th}$	Résistance thermique	K/W
$R_x$	Rayon de courbure équivalent dans le sens du roulement	m
$S$	Surface	$m^3$
$SRR$	Taux de glissement	
$[S]$	Matrice des conductances thermiques	W/K
$S_m$	Surface immergée du pignon	$m^2$
$S_{md}$	Surface mouillée de la denture	
$S_{mf}$	Surface mouillée des flancs du pignon	$m^2$
$T$	Température	K
$\vec{T}_1(M)$	Force élémentaire tangentielle de frottement au point de contact M entre les deux flancs	N/m
$\{T\}$	Vecteur des températures	K
$\{T'\}$	Vecteur des températures dérivées par rapport au temps	K/s
$u$	Rapport de réduction de la transmission = $\frac{Z_1}{Z_2}$ avec $Z_1 \leq Z_2$	
$U$	Vitesses de roulement ( $U_1 + U_2$ )	m/s
$U^*$	Paramètre adimensionné de vitesse = $U.v/(2.E'.R_x)$	
$U_1$	Vitesse du contact par rapport au solide 1	m/s
$U_2$	Vitesse du contact par rapport au solide 2	m/s
$V$	Vitesse	m/s
$V_0$	Volume d'huile	$m^3$
$V_{air}$	Vitesse du flux d'air	m/s
$V_g$	Vitesse de glissement $(U_1 - U_2)/2$	m/s

$V_{moy}$	Vitesse moyenne	m/s
$V_{pignon}$	Volume immergé du pignon	m <sup>3</sup>
$W$	Charge normale	N
$W^*$	Paramètre adimensionné de charge = $W/(E' \cdot R_x)$	
$X_L$	Coefficient dépendant du type d'huile utilisé	
$\overline{V_1^2}(M)$	Vitesse de glissement au point M	m/s
$Z$	Nombre de dents	rad

### Symboles grecs

$\alpha$	Angle de pression normale	rad
$\alpha_b$	Coefficient de piézoviscosité	1/Pa
$\alpha_t$	Angle de pression apparent	rad
$\beta$	Angle d'hélice	rad
$\beta_b$	Angle d'hélice de base	
$\beta_c$	Inclinaison de l'axe de rotation de la bille par rapport à l'axe de rotation du roulement	rad
$\gamma$	Accélération centrifuge	m/s <sup>2</sup>
$\Gamma$	Critère d'efficacité des flasques	
$\delta$	Décalage du centre d'application de charge	N
$\Delta_m$	Valeur moyenne d'approche normale par rapport à la position de corps rigide	m
$\Delta T$	Différence de température	K
$\varepsilon$	Emissivité du matériau, comprise entre 0 et 1	
$\varepsilon_\alpha$	Rapport de conduite apparent	
$\eta$	Efficacité d'ailettes	
$\theta$	Angle d'immersion	rad
$\theta_p$	Angle de projection	rad
$\kappa_0$	Position adimensionnel du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action	
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s
$\mu_0$	Viscosité dynamique en entrée de contact	Pa.s
$\Lambda$	Facteur de perte	
$\sigma_s$	Tension de surface du lubrifiant	N/m
$\Upsilon$	Profondeur de correction de profil adimensionnée par rapport à $\Delta_m$	
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8}$	W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>
$\tau$	Variable de temps normalisée par rapport à la période d'engrènement	
$\chi$	Effusivité thermique	W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> .s <sup>1/2</sup>
$\varphi_{ish}$	Facteur de la réduction de chaleur due au cisaillement d'entrée	
$\varphi_{rs}$	Facteur de réduction de l'appoint/insuffisance cinématique	
$\psi$	Nombre sans dimension dépendant de la géométrie et de la viscosité de l'huile	
$\omega$	Vitesse de rotation	rad/s

### Nombres adimensionnels

$Fr$	Nombre de Froude
$Gr$	Nombre de Grashof

---

<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt
<i>Pe</i>	Nombre de Peclet
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds

---

# Sommaire

<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>13</b>
<b>CHAPITRE 1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE .....</b>	<b>17</b>
1.1 INTRODUCTION .....	18
1.2 LE LUBRIFIANT .....	18
1.3 LES PERTES PAR FROTTEMENT A L'ENGRENNEMENT .....	20
1.4 LES PERTES LIEES AUX ROULEMENTS .....	26
1.5 LES PERTES LIEES AU BRASSAGE DU LUBRIFIANT .....	29
1.6 LES PERTES PAR FROTTEMENT AUX JOINTS .....	34
1.7 MODELISATION THERMOMECHANIQUE .....	35
1.8 CONCLUSION .....	40
<b>CHAPITRE 2 POSITIONNEMENT DU PROBLEME .....</b>	<b>43</b>
2.1 INTRODUCTION .....	44
2.2 CAHIER DES CHARGES ET ARCHITECTURES .....	44
2.3 ANALYSE DU RENDEMENT .....	49
2.4 MODELISATION THERMIQUE DE L'ETAGE GV .....	53
2.5 ANALYSE DES RESULTATS .....	61
2.6 CONCLUSION .....	66
<b>CHAPITRE 3 ETUDE DES ROULEMENTS GRANDE VITESSE .....</b>	<b>67</b>
3.1 INTRODUCTION .....	68
3.2 MODELISATION DES PERTES DE PUISSANCES .....	68
3.3 MODELISATION THERMIQUE .....	78
3.4 APPLICATION A LA MACHINE FZG .....	83
3.5 SENSIBILITE SUR L'ETAGE GV DU REDUCTEUR ETUDIE [93] .....	88
3.6 CONCLUSION .....	94
<b>CHAPITRE 4 ETUDE DU BARBOTAGE .....</b>	<b>95</b>
4.1 INTRODUCTION .....	96
4.2 DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI .....	96
4.3 REDUCTION DES PERTES PAR BARBOTAGE .....	102

---

4.4	DEVELOPPEMENT D'UN MODELE .....	112
4.5	APPLICATION.....	119
4.6	CONCLUSION.....	122
	<u>CONCLUSION GENERALE .....</u>	<u>125</u>
	<u>ANNEXE 1 CARACTERISATION D'UN BROUILLARD D'HUILE.....</u>	<u>131</u>
	<u>ANNEXE 2 DESCRIPTION DU BANC FZG.....</u>	<u>133</u>
	<u>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....</u>	<u>135</u>



---

# Introduction générale

---

À l'heure où l'impact environnemental de l'activité humaine est de plus en plus remis en question, les études de développement des transports routiers individuels, collectifs ou marchands se multiplient. L'objectif est de développer des véhicules moins polluants. Pour le transport individuel deux solutions s'imposent aujourd'hui, la voiture électrique et l'hybridation thermique-électrique.

Dans les deux cas un moteur électrique est intégré au groupe motopropulseur du véhicule. Afin que ces véhicules moins polluants puissent recevoir un accueil positif de la part du marché, il est indispensable qu'ils puissent offrir le meilleur niveau de performance possible à un coût raisonnable.

Le plus grand facteur dimensionnant des moteurs électriques est le couple qu'ils peuvent fournir, plus celui-ci est grand plus la machine sera encombrante et lourde. Le gain de poids est d'autant plus élevé que sa vitesse nominale est grande, celui-ci ayant à fournir un moindre couple pour une même puissance. En plus de réduire le poids des véhicules et d'augmenter leur rendement énergétique, l'utilisation de moteur plus compact contribue à l'économie des ressources naturelles en limitant la quantité de matière utilisée.

Cependant pour accéder à ces gains, il est nécessaire de construire des réducteurs permettant d'accommoder la grande vitesse du moteur avec celle des roues du véhicule. Aujourd'hui il existe des véhicules commercialisés utilisant des moteurs tournant à 15 000 tr/min et d'une puissance de 65 kW. Avec ces vitesses le réducteur mécanique est réalisable avec les technologies classiques utilisées dans les boîtes de vitesses automobiles.

L'objectif à court terme est l'utilisation de moteurs tournant encore plus vite, jusqu'à plus de 42.000tr/min. Il est alors nécessaire de plus que doubler le rapport de réduction. Cela doit se faire sans générer de surcoût important face aux solutions plus basse vitesse déjà maîtrisées, tout en assurant un niveau de performance énergétique élevé

La méthode de lubrification la plus utilisée dans le monde de l'automobile est la lubrification par barbotage. Cette solution est la moins chère car elle ne nécessite pas l'ajout d'une pompe comparativement aux autres types de lubrification. La lubrification par bain d'huile à haute vitesse est a priori incompatible avec un bon rendement. En effet les pertes par brassage augmentent avec la vitesse, de plus dans ces conditions les roulements sont habituellement lubrifiés par injection d'huile.

Afin d'investiguer les problématiques liées à la conception d'un réducteur mécanique lubrifié par barbotage et acceptant 42000tr/min en entrée le CETIM souhaite se doter d'un moyen d'essai. Cette thèse se situe en amont de la phase de conception, elle a pour but d'identifier les problèmes d'échauffement et de pertes de puissance et de proposer ainsi des voies d'amélioration. Ce travail a été réalisé grâce à deux partenariats. Le premier entre le CETIM et NTN-SNR a permis d'alimenter la problématique liée aux roulements de l'arbre d'entrée. Le second entre le CETIM et TOTAL s'est inscrit dans l'analyse des pertes par barbotage.

Le premier chapitre de ce manuscrit s'intéresse tout d'abord aux pertes de puissance rencontrées dans un réducteur lubrifié par bain d'huile. La dépendance des pertes face aux caractéristiques du lubrifiant et à la vitesse est analysée. De plus les propriétés du lubrifiant sont très influencées par sa température. Cette température n'étant pas uniforme dans un réducteur, une méthode de modélisation thermomécanique est exposée.

---

Le second chapitre s'attache à analyser les problèmes que pose la conception d'un réducteur automobile acceptant une vitesse jusqu'à 42 000 tr/min en entrée. Pour répondre au cahier des charges du réducteur, deux architectures utilisant des engrenages à axes parallèle sont envisageables ; soit utiliser deux étages en augmentant les rapports de réduction, soit limiter les rapports de réduction et utiliser 3 étages. Le problème est l'échauffement de l'étage grande vitesse est identifié comme majeur. Ne voyant qu'un faible couple cet étage peut être très compact, cependant il transmet toute la puissance du moteur. Un modèle thermomécanique de l'étage grande vitesse est exposé et utilisé pour identifier les sources d'échauffement. Ce modèle se base sur un projet de banc d'essai qui servira dans le futur à valider les choix technologiques faits sur l'étage grande vitesse.

L'arbre d'entrée du réducteur pour être guidé en rotation, est porté par deux roulements à billes à contact oblique. A grande vitesse ces roulements produisent beaucoup de pertes de puissance. Leur modélisation thermomécanique est donc importante à l'échelle du réducteur complet.

Le chapitre trois s'attache à la modélisation de ces roulements autant sur le plan de la prédiction des pertes de puissance que sur le plan de la modélisation des transferts thermiques aillant cours en leur sein.

Le bain d'huile a pour rôle de lubrifier les différents éléments du réducteur, cependant il sert aussi à refroidir les mobiles. A grande vitesse les pertes par barbotage deviennent importantes, pour les limiter le niveau d'huile doit être faible. Il y a donc une compétition entre avoir beaucoup d'huile pour bien refroidir, et en avoir peu pour limiter les pertes par barbotage. A haute vitesse et haute température l'huile se charge d'air. Ce phénomène appelé aération augmente les pertes par barbotage. Ces deux problématiques font que la lubrification par barbotage n'est pas recommandée pour un réducteur haute vitesse. Le chapitre quatre porte sur l'analyse et l'optimisation des pertes par barbotage. A l'aide d'un banc d'essai une solution simple et peu coûteuse est testée. Cette solution permet de diminuer les pertes par barbotage ainsi que de limiter le phénomène d'aération tout en conservant la fonction thermique du bain d'huile. Elle permet d'envisager pour un réducteur haute vitesse l'utilisation du barbotage comme mode de lubrification.



---

# Chapitre 1

## Etude bibliographique

---

## 1.1 Introduction

L'étude du rendement des transmissions mécaniques a fait l'objet de nombreux travaux. Parmi eux il est possible de citer G. Henriot [1] ou encore E. Buckingham [2]. Comme dans tout mécanisme des pertes de puissance ont lieu. Elles sont dissipées sous forme de chaleur et provoquent l'échauffement des éléments de la transmission. Elles sont classiquement rangées en deux catégories [3], [4]:

- Les pertes indépendantes de la charge ; dans cette famille on peut citer le brassage du lubrifiant, les pertes hydrodynamiques dans les roulements, ou encore le frottement aux joints
- Les pertes dépendantes de la charge ; dans cette famille on classe les frottements dans les roulements, ou entre les dentures en contact

Quelle que soit la catégorie considérée, il y a une dépendance entre les pertes de puissance et les caractéristiques du lubrifiant. Celui-ci ayant pour but de diminuer le frottement qui a lieu aux différents contacts mécaniques, mais également d'évacuer la chaleur générée par les éléments de la transmission.

Ce chapitre propose d'analyser les différentes sources de chaleur qui peuvent apparaître dans un réducteur haute vitesse à engrenages à axes parallèles, lubrifié par barbotage et de faire l'état de l'art des méthodes de prédiction existantes. Une attention particulière est donnée à l'influence de la grande vitesse dans les différents modèles. Les propriétés du lubrifiant sont très dépendantes de la température. Pour calculer la température des différents éléments de la transmission une méthode de modélisation thermomécanique est exposée.

---

## 1.2 Le lubrifiant

Les lubrifiants pour réducteur mécanique sont composés d'une huile de base à laquelle sont ajoutés des additifs. Il existe deux grands types d'huile de base [5]. Le premier est constitué par les huiles issues de la distillation du pétrole brut. Bien que constituées de chaînes organiques, elles sont appelées huiles minérales à cause de leur origine. Ces huiles sont composées d'un mélange de chaînes d'hydrocarbures de structures et de masses molaires différentes.

Le second type d'huile de base est constitué par les huiles synthétiques. Elles sont obtenues par synthèse chimique. Il est alors possible de créer des huiles par des procédés variés et même de substituer le carbone couramment utilisé par des silicones ou encore d'utiliser du fluor dans les formulations. Pour les transmissions mécaniques, les huiles synthétiques sont le plus souvent des Polyalphaoléfinés hydrogénés (dites PAO), des polyglycoles (dits PAG), ou des huiles à base d'ester. Enfin il existe des huiles de base dites semi-synthétiques qui sont un mélange d'huiles des deux types précédemment exposés.

Pour améliorer les propriétés de l'huile de base de nombreux additifs sont rajoutés [6], [7]. Leurs actions sont diverses avec par exemple des effets d'amélioration d'index de viscosité, de protection de surface ou encore d'anti-mousse. Tout ceci fait que les lubrifiants sont très complexes du point de vue physico-chimique.

L'huile a la double fonction de lubrifier le système et de le refroidir. Même si elle est très complexe un certain nombre de caractéristiques sont classiquement utilisées pour décrire ces deux fonctions :

- La masse volumique  $\rho$  qui est pour les fluides utilisés dans les réducteurs mécaniques comprise entre 800 et 1000 kg/m<sup>3</sup>
- La viscosité cinématique  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s]
- La viscosité dynamique  $\mu = \nu \cdot \rho$  [Pa.s]
- Le coefficient de piezo-viscosité de Barus  $\alpha_b$  [1/Pa] qui caractérise l'évolution de la viscosité dynamique en fonction de la pression  $P_0$  [Pa] dans le contact et de la viscosité  $\mu_0$  à son entrée par l'équation suivante [8] :

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha_b P_0} \quad 1.1.$$

- La conductivité thermique  $k$  [W/m.K]
- La capacité thermique massique  $C_p$  [J/kg.K]

Parmi ces propriétés certaines évoluent en fonction de la température. La suite du paragraphe s'attache à exposer les relations couramment utilisées pour caractériser en fonction de la température les huiles pour la lubrification de réducteurs mécaniques [9], qu'elles soient minérales ou synthétiques.

La masse volumique est en général mesurée à 15°C. Elle évolue avec la température par l'intermédiaire du coefficient de dilatation thermique. Celui-ci varie peu d'une huile à l'autre, une bonne approximation de ce coefficient est 0,00065. La masse volumique est alors obtenue par [9] :

$$\rho = \rho_{15^\circ\text{C}} - 0,00065(T - 288) \quad 1.2.$$

La viscosité cinématique  $\nu$  est très dépendante de la température. Celle-ci suit une loi logarithmique fonction de la température. Grâce à deux mesures de viscosité à températures différentes (généralement à 40 et 100 °C) il est possible de calculer deux coefficients A et B et d'écrire [9] :

$$\log(\log(\nu \cdot 10^{-6} + 0,6)) = A_\nu \cdot \log(T) + B_\nu \quad 1.3.$$

La conductivité thermique  $k$  varie peu d'une huile à l'autre, elle est faiblement influencée par la température. Elle peut s'exprimer sous la forme suivante [9] :

$$k = \frac{-0,03}{400} \cdot (T - 273) + 0,14 \quad 1.4.$$

La capacité thermique  $C_p$  est dans le même cas. La relation suivante permet de l'estimer [9] :

$$C_p = 3,5 \cdot T(T - 273) + 1800 \quad 1.5.$$

---

## 1.3 Les pertes par frottement à l'engrènement

### 1.3.1 Modèle de pertes de puissance

A l'engrènement les deux surfaces du flanc des dentures glissent et roulent l'une sur l'autre. Une partie de la puissance transmise est dégradée sous forme de chaleur. Les pertes par roulements ont été décrites par Anderson et Loewenthal [10], [11] pour le cas des engrenages en développante de cercle. La formulation proposée conduit à des pertes de puissance négligeables même à haute vitesse. Les pertes par glissement sont plus importantes, elles peuvent être décrites génériquement par l'expression suivante :

$$Q = \int_{M \in L(\tau)} d\vec{T}_1(M) \cdot \vec{V}_1^2(M) \quad 1.6.$$

Avec

- $\vec{T}_1(M)$  la force élémentaire tangentielle de frottement au point de contact M entre les deux flancs [N/m]
- $\vec{V}_1^2(M)$  la vitesse de glissement en M [m/s]
- $L$  Longueur de contact [m]
- $M$  Un point sur la longueur de contact à l'instant  $\tau$
- $\tau$  Variable de temps normalisée par rapport à la période d'engrènement

En formulant l'hypothèse que le coefficient de frottement est constant le long de la ligne d'action, nombre de formulations simplifiées ont été développées. Ainsi Buckingham [2], Merritt [12], Niemann et Winter [13], ou encore Henriot [1] mettent à disposition des expressions prenant la forme suivante :

$$Q = P \cdot f \cdot H_V \quad 1.7.$$

Avec

- $P$  la puissance transmise [W]
- $f$  le coefficient de frottement moyen le long de la ligne d'action
- $H_V$  un facteur géométrique

Il ressort de ces études que les pertes par frottement à la denture dépendent uniquement d'un coefficient de frottement moyen et d'un facteur géométrique  $H_V$ . Chaque étude a fait émerger une formulation différente pour le facteur  $H_V$ . Ainsi pour Buckingham l'expression de  $H_V$  est :

$$H_{V \text{ Buckingham}} = (1 + u) \cdot \frac{\pi}{Z_1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot (2 \cdot \kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \quad 1.8.$$

Pour Niemann l'expression devient :

$$H_{V \text{ Niemann}} = (1 + u) \cdot \frac{\pi}{Z_1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_\alpha} - 1 + (2 \cdot \kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \varepsilon_\alpha \right) \quad 1.9.$$

Avec



- $u$  le rapport de réduction de la transmission =  $\frac{Z_1}{Z_2}$  avec  $Z_1 \leq Z_2$
- $Z_1$  le nombre de dents du pignon
- $Z_2$  le nombre de dents de la roue
- $\beta_b$  l'angle d'hélice de base
- $\varepsilon_\alpha$  le rapport de conduite apparent
- $\kappa_0$  la position adimensionnel du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action

Ou encore pour Henriot :

$$H_{v \text{ Henriot}} = \left( \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right) \cdot \frac{g_f^2 + g_a^2}{2 \cdot (g_f + g_a) \cdot \cos \alpha_t} \quad 1.10.$$

Avec

- $R_{p1}$  et  $R_{p2}$  les rayons primitifs du pignon et de la roue [m]
- $g_f$  et  $g_a$  les longueurs d'approche et de retrait [m]
- $\alpha_t$  l'angle de pression apparent [rad]

Aucune des trois formules ne prend en compte les corrections de forme des flancs de denture. Ce type de correction consiste à un faible enlèvement de matière sur la surface des dents, comme par exemple sur la Figure 1-1. Cet usinage permet d'optimiser de nombreuses caractéristiques de fonctionnement des dentures [14]. Il est notamment possible de diminuer les pertes de puissance en enlevant de la matière en tête et en pied de denture [15]. Dans cette zone la vitesse de glissement relative entre les flancs en contact est maximum. L'enlèvement de matière permet de diminuer la pression de contact en tête et pied de dent et ainsi de faire diminuer le produit de la pression par la vitesse.

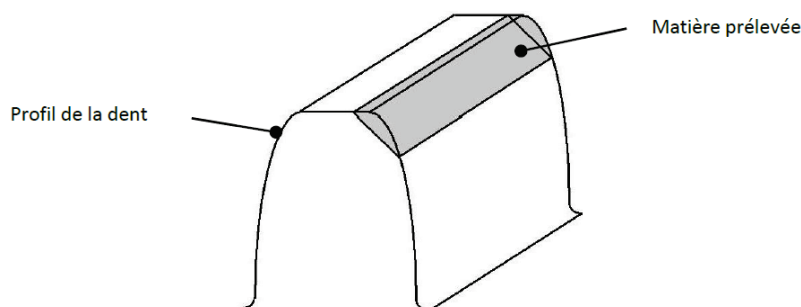


Figure 1-1 Correction de profil en tête de dent

Un modèle a été développé par Velez et Ville [16] permettant de prendre en compte les corrections de profil en tête et en pied de dent dans le calcul des pertes de puissance :

$$H_{v \text{ Velez}} = (1 + u) \cdot \frac{\pi}{Z_1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \Lambda \quad 1.11.$$

Avec :

$$A = \frac{\left[ 1 - 2 \cdot \kappa_0 + 2 \cdot \kappa_0^2 - \gamma \cdot \Gamma_p \cdot \left[ 1 - \frac{2 \cdot \Gamma_p}{3} \right] \right]}{\left[ 1 - \gamma \cdot \Gamma_p - f \cdot \frac{\tan \alpha_p \cdot (2 \cdot \kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \cdot \frac{\pi}{Z_1} \left( 2 \kappa_0^2 - 2 \kappa_0 + 1 - \gamma \cdot \Gamma_p \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot \Gamma_p}{3} \right) \right)}{\cos \beta_b} \right]} \quad 1.12.$$

Avec comme représenté sur la Figure 1-2 :

- $\gamma$  profondeur de correction de profil adimensionnée par rapport à  $\Delta_m$
- $\Gamma_p$  longueur de correction de profil adimensionnée par rapport à la longueur du profil actif
- $p_{bt}$  pas de base apparent [m]
- $\Delta_m$  valeur moyenne d'approche normale par rapport à la position de corps rigide [m]
- $f$  coefficient de frottement moyen

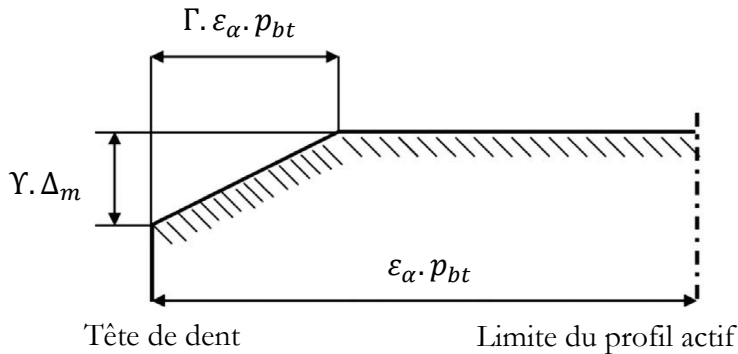


Figure 1-2 Correction de profil projeté dans le plan de base

Les quatre coefficients géométriques exposés donnent des résultats très proches pour les dents non corrigées. La formule de Vexel et Ville permet de quantifier le gain énergétique qu'apportent les corrections de denture en tête et pied de dent, c'est donc elle qui est privilégiée dans la suite du manuscrit.

### 1.3.2 Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement lie effort normal et tangentiel aux surfaces en contact. Dans le cas des transmissions mécaniques les pièces en mouvement sont séparées par un film d'huile. Il est possible de distinguer les trois régimes de lubrification exposés sur la Figure 1-3.

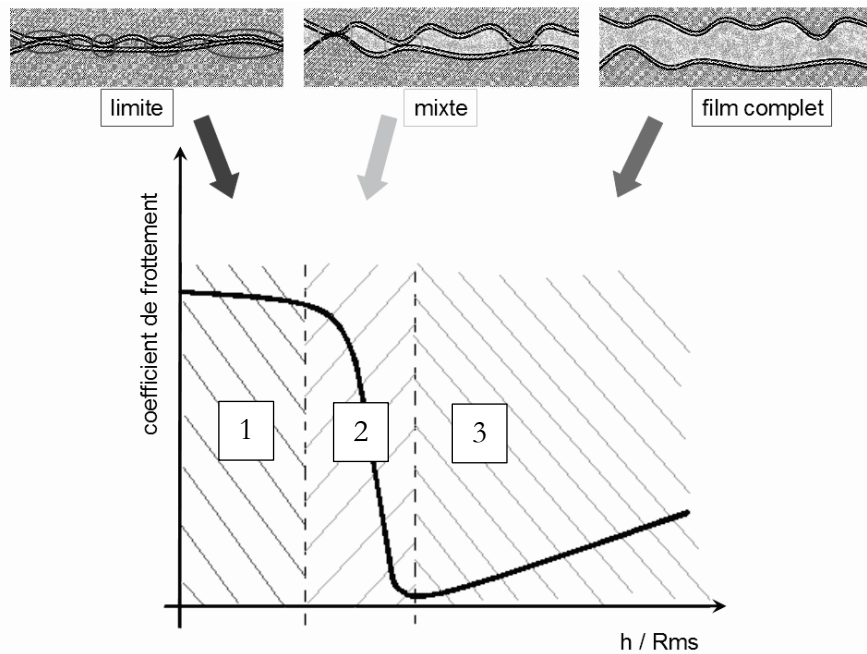


Figure 1-3 Courbe de Stribeck [17] évolution du coefficient de frottement en fonction du rapport hauteur du film d'huile sur la rugosité moyenne quadratique

3. Le régime de lubrification en film complet. Il n'y a aucun contact entre les surfaces et le coefficient de frottement est très dépendant de la viscosité de l'huile
1. Le régime de lubrification limite. La charge est portée par les aspérités. Le coefficient de frottement est très dépendant des additifs et des caractéristiques de surfaces.
2. Le régime de lubrification mixte. La situation est un mélange des deux précédentes. C'est le régime de lubrification fréquemment rencontré dans les engrenages et les roulements.

La caractérisation du coefficient de frottement est très complexe. L'ensemble des phénomènes physico-chimique mis en jeu nécessite de passer par des études expérimentales. Dans le cas des engrenages plusieurs expressions du coefficient de frottement moyen ont été proposées par Kuzmin [18], Misharin [19], O'Donoghue et Cameron [20] ou encore Kelley et Lemanski [21]. Benedict-Kelley [22] propose une formulation qui semble la plus complète par le nombre de paramètres pris en compte et par le nombre d'essais ayant servi à son élaboration. Il propose :

$$f = 0,0127 \cdot \log_{10} \left[ \frac{291205,8 \cdot 10^{-7}}{\frac{\rho \cdot \nu \cdot V_g \cdot U^2}{F_{nu}}} \right] \quad 1.13.$$

Avec

- $\rho$  la masse volumique du lubrifiant [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $\nu$  la viscosité cinématique du lubrifiant [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
- $V_g$  la vitesse de glissement (différence des vitesses de roulement) [ $\text{m}/\text{s}$ ]
- $U$  la somme des vitesses de roulement [ $\text{m}/\text{s}$ ]
- $F_{nu}$  l'effort normal unitaire [ $\text{N}/\text{m}$ ]

Cette loi est proche des expérimentations uniquement pour les taux de glissement élevés (entre 20 et 50%) [15]. Dans un souci de proposer une loi fonctionnant sur une plage de conditions opératoires plus large, la norme ISO 14179-2 [23] propose une autre formulation :

$$f = 0,048 \cdot \left[ \frac{F_n/B}{r_c \cdot U \cdot 10^6} \right]^{0,2} \cdot (\mu \cdot 10^3)^{-0,05} \cdot R_{ar}^{0,25} \cdot X_L \quad 1.14.$$

Avec

- $X_L$  un coefficient dépendant du type d'huile utilisé
- $r_c$  le rayon de courbure équivalent au niveau du diamètre primitif [m]
- $B$  la largeur de denture en contact [m]
- $\mu$  la viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]
- $R_{ar}$  la moyenne arithmétique des rugosités des flancs actifs du pignon et de la roue [ $\mu\text{m}$ ]
- $F_n$  l'effort normal [N]

Une autre approche possible est de décrire le coefficient de frottement instantané. C'est l'approche qu'a utilisé Diab et al. au sein du LaMCoS [24]. En se basant sur les théories de Greenwood-Tripp [25] et de Mikic [26] une loi de frottement a été construite. Cette loi est établie pour un couple lubrifiant/matière à partir de nombreux essais expérimentaux réalisés sur une machine à galets à haute performance [27] du LaMCoS.

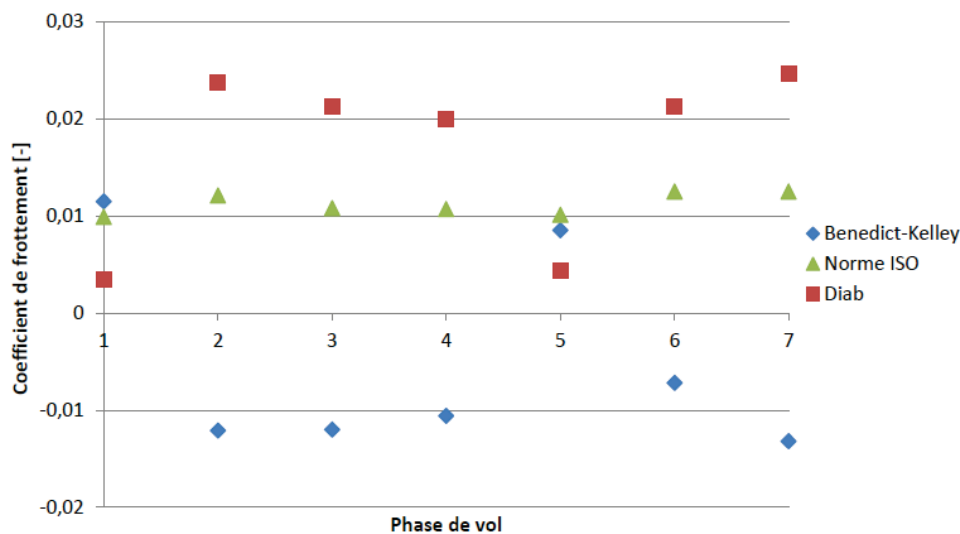


Figure 1-4 Comparaison des coefficients de frottement calculés avec les trois lois de frottement en fonction de la phase de vol considérée [28]

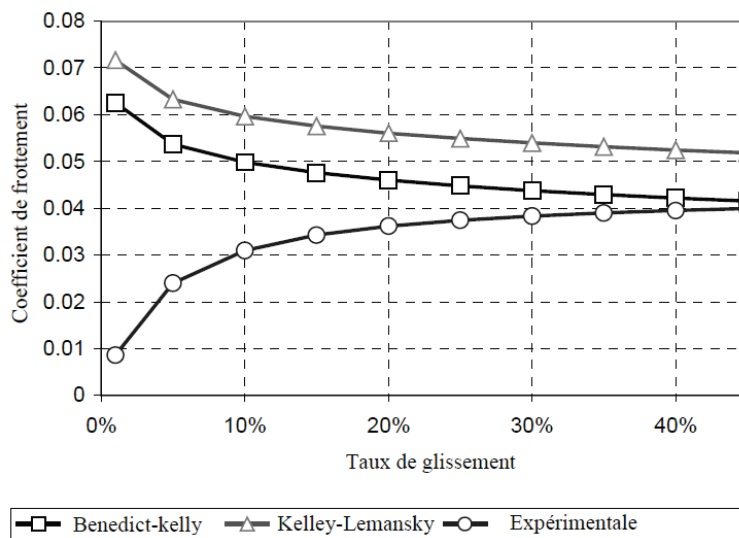


Figure 1-5 Comparaison entre quelques lois de frottement de la littérature en fonction du taux de glissement SRR [24]

A travers cette étude bibliographique, il ressort qu'un grand nombre de formulations pour estimer le coefficient de frottement moyen sont disponibles. Par contre aucune ne semble s'imposer : chacune fonctionnant dans le domaine de validité ayant servi à son élaboration.

La Figure 1-4 montre une comparaison réalisée par Durand [28] pour une transmission de puissance aéronautique. Il compare deux lois de frottement avec des essais réalisés par Diab pour différentes phases de vol qui représentent des conditions de couple et de vitesse différentes. La norme ISO sous-estime le coefficient de frottement. Pour certaines conditions utilisées la formule de Benedict-Kelley va même jusqu'à prédire des coefficients négatifs (l'expression dans la fonction  $\log_{10}$  devenant inférieure à 1). Les lois utilisées ne sont pas capable de reproduire la mesure, elles sous estiment le coefficient de frottement. La Figure 1-5 expose une autre comparaison réalisée par Diab [24], cette fois en faisant varier le taux de glissement SRR défini par :

$$SRR = \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2} \quad 1.15.$$

Avec

- $U_1$  vitesse du contact par rapport au solide 1 [m/s]
- $U_2$  vitesse du contact par rapport au solide 2 [m/s]

Cette fois les lois qui sont comparées sur estiment le coefficient de frottement. Il ressort que les lois donnant un coefficient de frottement moyen peuvent être prises en défaut. A l'aide de nombreux essais il est bien entendu possible d'élaborer une loi de frottement prenant en compte beaucoup plus de paramètres [24].

Comme ce travail de thèse se situe dans une phase d'étude amont de la conception du réducteur, il n'est pas envisageable de mener des essais pour caractériser le coefficient de frottement. Celui-ci sera alors imposé à une valeur moyenne constante sur tout l'engrènement. Dans ces conditions les pertes aux dentures ne dépendent que de la puissance transmise et de la géométrie des dentures (voir formule 1.7).

---

## 1.4 Les pertes liées aux roulements

Les roulements constituent une source de pertes importantes dans les réducteurs mécaniques. Dans ces éléments plusieurs phénomènes entraînent la dissipation de l'énergie [29]. Certains sont liés à des pertes générées au niveau du contact bague/élément roulant, comme la résistance au roulement ou le frottement sur l'ellipse de Hertz. D'autres pertes sont liées à des phénomènes par lesquels le fluide dans le roulement est cisailé, par exemple entre les billes et la cage.

Pour décrire les pertes dans les roulements deux types d'approche sont possibles. La plus simple est d'utiliser des modèles de pertes globales, qui au prix de nombreuses simplifications et d'utilisation de coefficients empiriques permettent de calculer les pertes dans de nombreux types de roulements. Ces modèles utilisent en entrée uniquement des données catalogues. Cette section s'attache à décrire ce type de modèle.

L'autre approche possible est de décrire localement chaque phénomène, elle est plus complexe et doit être développée pour chaque type de roulement mais permet d'obtenir plus d'informations notamment la répartition des sources de chaleur à l'intérieur du roulement. Un grand nombre de données d'entrée, comme la géométrie fine du roulement ou encore une loi de frottement local, sont nécessaires. Cette approche a été utilisée par Pouly [30] pour prédire les pertes de puissance d'un roulement de turbine d'hélicoptère. Cette approche est adoptée plus tard dans le chapitre trois.

Deux modèles de pertes de puissance globaux semblent s'être imposés. Le plus vieux est le modèle de Palmgren, il est décrit par Harris [29]. Il décompose le couple de frottement d'un roulement en deux couples l'un  $M_0$  indépendant de la charge et l'autre  $M_1$  qui en dépend :

$$M_{total} = M_0 + M_1 \quad 1.16.$$

Où

$$\text{Si } \nu \cdot N > 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s} \cdot \text{min}$$

$$M_0 = 10^3 f_0 (\nu N)^{2/3} d_m^3 \quad 1.17.$$

$$\text{Si } \nu \cdot N < 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s} \cdot \text{min}$$

$$M_0 = 16 \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad 1.18.$$

Et

$$M_1 = f_1 P_1^{a'} d_m^{b'} \quad 1.19.$$

Avec

- $f_0$  un facteur fonction du type de roulement et du type de lubrification
- $\nu$  viscosité cinématique du lubrifiant [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
- $f_1$  un facteur fonction de la charge statique équivalente et statique de base, et du type de roulement
- $P_1$  est une combinaison des charges axiale et radiale [N]
- $a'$  et  $b'$  sont des facteurs de correction fonction du type de roulement

- $d_m$  diamètre moyen du roulement [m]
- $N$  vitesse de rotation du roulement [tr/min]

Ce modèle est celui utilisé par les normes ISO14179 partie 1 et 2 permettant d'estimer les pertes dans les transmissions mécaniques à engrenage [23], [31]. Le couple  $M_0$  dépend de la vitesse à la puissance  $2/3$ . La formule montre qu'à grande vitesse les pertes indépendantes de la charge croissent beaucoup plus vite que les pertes directement liées à la charge. A grande vitesse le modèle montre qu'il est intéressant de diminuer la viscosité du lubrifiant pour diminuer les pertes de puissance.

La forme des équations et les différents coefficients  $f_0$ ,  $f_1$ ,  $a'$  et  $b'$  découlent d'expériences menées il y a plusieurs dizaines d'années. Les essais n'ont pas couvert le domaine de la grande vitesse et se sont concentrés sur les roulements catalogues de l'époque.

Un autre modèle est couramment utilisé. Il a été proposé par SKF [32] en 2004. A l'inverse du modèle de Palmgren celui-ci a été développé sur la base de l'utilisation d'un outil numérique. La méthode se base sur l'addition de trois moments, l'un généré par la résistance au roulement, l'autre par le frottement de glissement et un dernier représentant les pertes par trainée liées au mode de lubrification :

$$M_{total} = \varphi_{ish}\varphi_{rs}M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} \quad 1.20.$$

Avec

- $M_{total}$  Couple de frottement du roulement [N.m]
- $\varphi_{ish}$  Facteur de réduction thermique à l'entrée du contact
- $\varphi_{rs}$  Facteur d'assèchement/suralimentation
- $M_{rr}$  Couple causé par le roulement [N.m]
- $M_{sl}$  Couple causé par le glissement [N.m]
- $M_{drag}$  Couple de trainée dû au mode de lubrification [N.m]

Le moment dû au roulement est :

$$M_{rr} = G_{rr}(vN)^{0.6} \quad 1.21.$$

Le moment dû au glissement est:

$$M_{sl} = G_{sl}f_{sl} \quad 1.22.$$

$G_{rr}$  et  $G_{sl}$  sont donnés par des équations qui dépendent de la charge, de la vitesse de rotation ainsi que de six constantes géométriques données pour les différents types de roulements.

Le coefficient de frottement  $\mu_{sl}$  est dépendant du facteur  $\varphi_{bl}$  qui estime dans quel régime de lubrification sont les contacts. Il sert à faire l'interpolation entre le coefficient de frottement en régime limite  $\mu_{bl}$  et celui en régime de lubrification en film complet  $\mu_{EHL}$ .

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl} \cdot f_{bl} + (1 - \varphi_{bl}) \cdot f_{EHL} \quad 1.23.$$

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} v N^{1,4} d_m}} \quad 1.24.$$

Le couple de trainée est :

-Pour les roulements à billes

$$M_{drag} = 0,4.V_M.K_Z.(d_m)^5.N^2 + 1,093.10^{-7}.N^2.d_m^3.\left(\frac{N.d_m^3.f_t}{\nu}\right)^{1,379}.R_s \quad 1.25.$$

-Pour les roulements à rouleaux

$$M_{drag} = 0,4.V_M.K_{roll}.C_w.B.d_m^4.N^2 + 1,093.10^{-7}.N^2.d_m^3.\left(\frac{N.d_m^3.f_t}{\nu}\right)^{1,379}.R_s \quad 1.26.$$

La formulation est complexe. Des facteurs dépendants du type de roulements et de sa géométrie sont utilisés, ces facteurs sont  $C_w$ ,  $K_Z$  et  $K_{roll}$ . D'autres traduisent le niveau d'huile dans le roulement avec  $f_t$ ,  $R_s$  et  $V_M$ . Les pertes dépendent fortement de la vitesse et de l'immersion du roulement.

Le couple de trainée  $M_{drag}$  a été développé pour le cas d'un roulement lubrifié par barbotage. Dans le cas d'une lubrification par injection SKF propose de faire le calcul comme si la moitié d'un élément roulant est immergée. Dans les boîtes de vitesses automobiles certains roulements ne sont ni immergés ni lubrifiés par jet. Ils sont lubrifiés par un filet d'huile qui leur est amené grâce à une goulotte, dans ce cas il est impossible de calculer un couple de trainée par cette approche. Connaissant le débit d'huile arrivant dans les roulements il est possible de calculer les pertes de trainée par une approche locale. Cette approche est décrite dans le chapitre trois.

Le moment de résistance au roulement est corrigé par deux facteurs :

1. Il se forme un coin d'huile à l'entrée du contact. Pour les grandes vitesses ce coin va être fortement cisailé et va donc s'échauffer. Pour prendre en compte ce phénomène SKF utilise le facteur  $\varphi_{ish}$  :

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 * 10^{-9}((Nd_m.10^3)^{1,28}\nu^{0,64})} \quad 1.27.$$

2. La vitesse des billes tend à éjecter le lubrifiant qui se retrouve en moindre quantité sur le chemin de roulement. SKF prend en compte la possible sous-alimentation des contacts résultante via le facteur  $\varphi_{rs}$ .

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs}\nu N\sqrt{K_Z/(2(D-d).10^3)}}} \quad 1.28.$$

Avec

- $K_{rs}$  constante fonction du type de lubrification
- $K_Z$  constante géométrique fonction du type de roulement
- $D$  diamètre extérieur [mm]
- $d$  diamètre intérieur [mm]

La vitesse de rotation a une large influence sur les coefficients  $\varphi$ . A froid le produit  $\nu N$  est grand, ces coefficients ont donc un grand impact au démarrage. A chaud la viscosité diminue fortement et ( $\varphi_{ish}$ ,  $\varphi_{rs}$ ) ont moins d'impact.



Dans ce modèle la vitesse de rotation intervient à de nombreux endroits. La dépendance du couple à la vitesse de rotation par une fonction de puissance  $2/3$  se retrouve dans le couple  $M_{rr}$ , la puissance passant à  $0,6$ . De plus pour certains types de roulement  $G_{rr}$  et  $G_{sl}$  dépendent eux aussi de la vitesse au carré, c'est notamment le cas des formulations pour les roulements à contacts obliques.

Fernandes et al. [33] montrent que le modèle de SKF donne de meilleurs résultats en comparaison avec le modèle de Harris pour deux butées, l'une à billes et l'autre à rouleaux. Les vitesses des essais sont inférieures à  $3000\text{tr}/\text{min}$ . Il est possible d'améliorer encore la prédiction des pertes par un recalage de  $\mu_{bl}$  et de  $\mu_{EHL}$  par des essais. Cependant pour une application haute vitesse il est difficile de sélectionner un modèle en particulier.

## 1.5 Les pertes liées au brassage du lubrifiant

Dans un réducteur mécanique lubrifié par barbotage trois phénomènes sont liés au brassage du fluide se trouvant dans le carter : (i) le piégeage de l'huile entre les dentures, (ii) les pertes par ventilation provoquées par les dentures et (iii) les pertes par barbotage dues au brassage du bain d'huile.

Le piégeage a été étudié par Ariura [34], Akin et al. [35], ou encore par Mauz [36] qui a élaboré un modèle pour estimer les pertes associées. Cette source de perte de puissance est prise en compte si l'engrènement est lubrifié par injection. Dans le cas du réducteur de l'application visée lubrifié par barbotage le fluide piégé est de l'air. La vitesse de rotation maximale envisagée en entrée du réducteur est grande mais les mobiles sont petits et les vitesses périphériques seront au maximum de  $70\text{m}/\text{s}$ . La masse volumique de l'air est faible comparativement à celle de l'huile, le piégeage peut être négligé pour l'application envisagée.

Pour les mêmes raisons les pertes par ventilation sont négligées [37]–[41] en effet elles sont significatives au-delà d'une vitesse périphérique de  $100\text{m}/\text{s}$ . Les pertes par barbotage ne peuvent par contre pas être négligées [42]. Cette section s'attache donc à décrire les pertes liées au brassage du bain d'huile et le problème que pose ce mode de lubrification à haute vitesse. En effet à grande vitesse la lubrification est habituellement faite par injection [43] pour des problématiques de rendement.

### 1.5.1 Modèle de base

L'étude des pertes par barbotage a pour essence les travaux de Daily et Nece [44], Mann et Marston [45] et enfin de Soo et Princeton [46]. Ils ont étudié les pertes générées par un disque totalement immergé dans un fluide. Ces études ne permettent pas de calculer les pertes pour un pignon partiellement immergé. Cependant elles montrent déjà qu'il existe plusieurs régimes d'écoulement différents. Daily et Nece font apparaître la notion de couple adimensionnel de traînée.

Dans le cas du barbotage deux approches ont été adoptées pour créer des modèles de perte de puissance. La première est l'approche expérimentale, c'est l'approche utilisée par, Bones [47], Lauster [48], Terekhov [49], [50], ou encore Höhn *et al.* [4]. La seconde est l'approche analytique, elle a été utilisée par Seetharaman et Kahraman [51], [52]. Les modèles élaborés donnent de bons résultats pour les conditions d'essais testées. La grande diversité de ces conditions explique la diversité des différents modèles.

Plus récemment Chagnenet a développé un modèle de perte par barbotage basé sur une analyse dimensionnelle et sur des essais [53], [54]. Ce modèle donne de bons résultats pour une large gamme de dimensions des mobiles, de lubrifiants et de vitesses. Le couple de barbotage est donné par :

$$C_{barb} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot S_m \cdot R_p^3 \cdot C_m}{2} \quad 1.29.$$

Avec

- $\rho$  la masse volumique de l'huile [kg/m<sup>3</sup>]
- $\omega$  la vitesse de rotation du pignon [rad/s]
- $S_m$  la surface immergée du pignon [m<sup>2</sup>]
- $R_p$  le rayon primitif du pignon [m]
- $C_m$  un couple adimensionnel dont la valeur est donnée par des formulations semi-empiriques

La surface partiellement immergée du pignon  $S_m$  est divisée en deux parties : la surface mouillée des flancs du pignon  $S_{mf}$  et la surface mouillée de la denture  $S_{md}$ . Ces deux surfaces sont calculées par l'intermédiaire de l'angle  $\theta$  présenté sur la Figure 1-6.

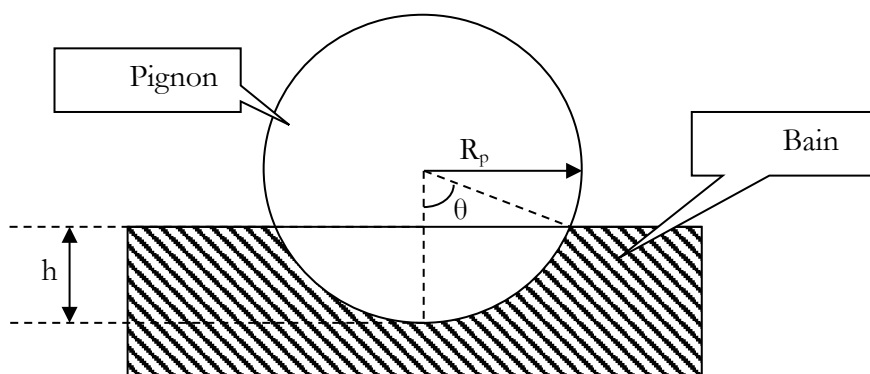


Figure 1-6 Pignon partiellement immergé dans un bain d'huile

Avec

$$S_{mf} = R_p^2 \cdot (2 \cdot \theta - \sin(2 \cdot \theta)) \quad 1.30.$$

Initialement la formule a été créée pour les dentures droites [53]. Plus tard il a été vérifié qu'elle était toujours correcte pour les dentures hélicoïdales [54]. Dans ce cas la surface mouillée des dents est :

$$S_{md} = D_p \cdot b \cdot \theta + \frac{2 \cdot Z \cdot \theta \cdot H_{dent} \cdot B}{\pi \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad 1.31.$$

Avec

- $D_p$  le diamètre primitif du pignon [m]
- $B$  la largeur du pignon [m]
- $Z$  le nombre de dents du pignon

- $H_{dent}$  la hauteur des dents du pignon [m]
- $\alpha$  l'angle de pression normale [rad]
- $\beta$  l'angle d'hélice [rad]

Comme dans l'étude de Daily et Nece le couple adimensionnel de trainée est dépendant du régime d'écoulement. Changenet a trouvé quatre régimes d'écoulement dépendant de deux paramètres [54]. Le premier est assimilable à une accélération centrifuge :

$$\gamma = \omega^2 \cdot (R_p \cdot B \cdot m)^{1/3} \quad 1.32.$$

Avec

- $m$  le module normal du pignon [m]

Le second paramètre est un nombre de Reynolds critique dépendant du rayon primitif et de la largeur de denture.

$$Re_c = \frac{\omega \cdot R_p \cdot B}{\nu} \quad 1.33.$$

Enfin dans les expressions des couples adimensionnels de trainée, un dernier nombre adimensionnel apparaît : le nombre de Froude :

$$Fr = \frac{\omega^2 \cdot R_p}{g} \quad 1.34.$$

Le couple adimensionnel de trainée de barbotage s'exprime alors :

Si  $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c < 4000$

$$C_m = \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} \cdot Fr^{-0,6} \cdot Re_c^{-0,21} \cdot \left(\frac{B}{R_p}\right)^{0,21} \quad 1.35.$$

Si  $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c > 4000$

$$C_m = 0,1752 \cdot \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} \cdot Fr^{-0,6} \cdot \left(\frac{B}{R_p}\right)^{0,21} \quad 1.36.$$

Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c < 4000$

$$C_m = 30,24 \cdot \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} \cdot Fr^{-0,88} \cdot Re_c^{-0,21} \cdot \left(\frac{B}{D_p}\right)^{0,85} \quad 1.37.$$

Si  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c > 4000$

$$C_m = 5,3 \cdot \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} \cdot Fr^{-0,88} \cdot \left(\frac{B}{D_p}\right)^{0,85} \quad 1.38.$$

Avec

- $h$  la hauteur de l'huile définie à la Figure 1-6 [m]
- $V_0$  le volume d'huile dans le carter [m<sup>3</sup>]

Ce modèle a été utilisé récemment par Marques et al. [55] pour prédire les pertes de puissance indépendantes de la charge dans un multiplicateur à deux étages tournant à faible vitesse. Il montre que la transition liée au  $Re_c$  est constatée pour une valeur inférieure au modèle original. Il suggère que cette valeur est dépendante de la configuration de la transmission mécanique étudiée.

Luke et Olver [56] présentent des résultats d'essais pour deux huiles différentes et pour de l'eau. Leprince [57] mène à l'aide de ces essais une comparaison des différents modèles de pertes par barbotage. Il conclut que le modèle de Changenet est le plus robuste. Cependant il a du mal à expliquer l'évolution des pertes de puissance constatée en remplaçant l'huile avec de l'eau. Un phénomène supplémentaire vient se superposer au barbotage : la roue en rotation incorpore de l'air dans le bain sous forme de bulles et crée une aération du bain d'huile. Il montre aussi que ce phénomène a lieu dans le cas des huiles pour les hautes températures ( $>80^\circ\text{C}$ ) et pour des vitesses périphériques de plus de 30 m/s.

### 1.5.2 Rôle de l'aération

Avec le brassage le bain d'huile se charge d'air, ce phénomène est appelé aération. L'aération est le pourcentage volumique qu'occupe l'air dans le bain d'huile, elle se note  $A\%$ . L'air est sous forme de bulles en suspension dans l'huile. La Figure 1-7 montre des mesures réalisées par Leprince, l'aération dépend de la vitesse et de la température. La dépendance est non linéaire. Les aérations mesurées sont très élevées et peuvent atteindre des valeurs de 30% pour les plus hautes vitesses et à haute température. Il relève aussi que l'aération est sensible à plusieurs paramètres, elle augmente avec l'accroissement de :

- La vitesse
- L'immersion
- L'espace inter-dent
- La température

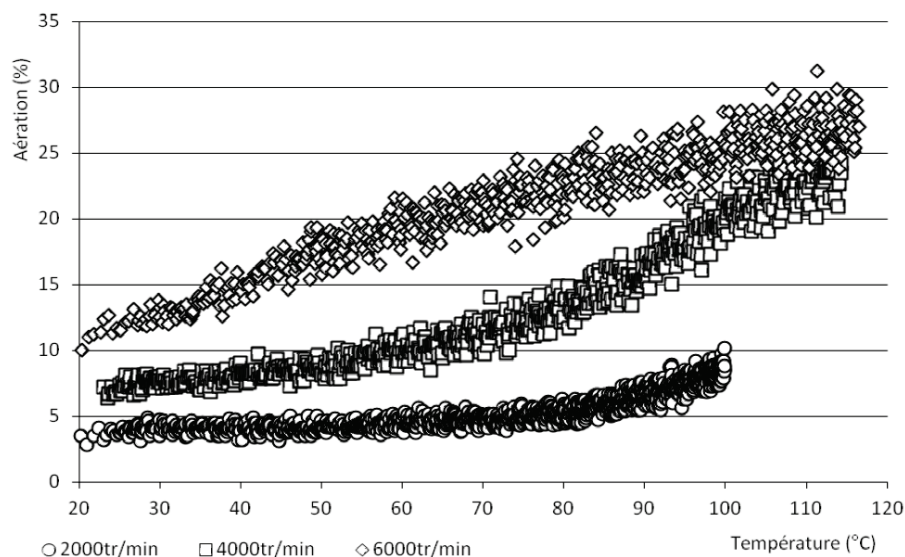


Figure 1-7 Evolution de l'aération en fonction de la température pour différentes vitesses de rotation [58]

Leprince met en évidence le rôle de l'aération sur les pertes de puissance. La Figure 1-8 montre le comportement typique des pertes face à l'aération. A basse température, ou à basse vitesse, l'aération a un comportement linéaire face à la température. Avec l'échauffement le bain d'huile se dilate et se charge en air, l'immersion augmente faiblement avec la température. Le

modèle exposé dans le paragraphe précédent (trait noir sur la Figure 1-8) est capable de prédire les pertes de puissance sur ces plages de dilatation (et plus généralement tant que l'aération est inférieure à 10%). A partir d'une certaine température dépendante des conditions d'essai et de l'huile, l'aération s'envole. Les pertes de puissance augmentent sans que le modèle ne puisse retranscrire cette tendance.

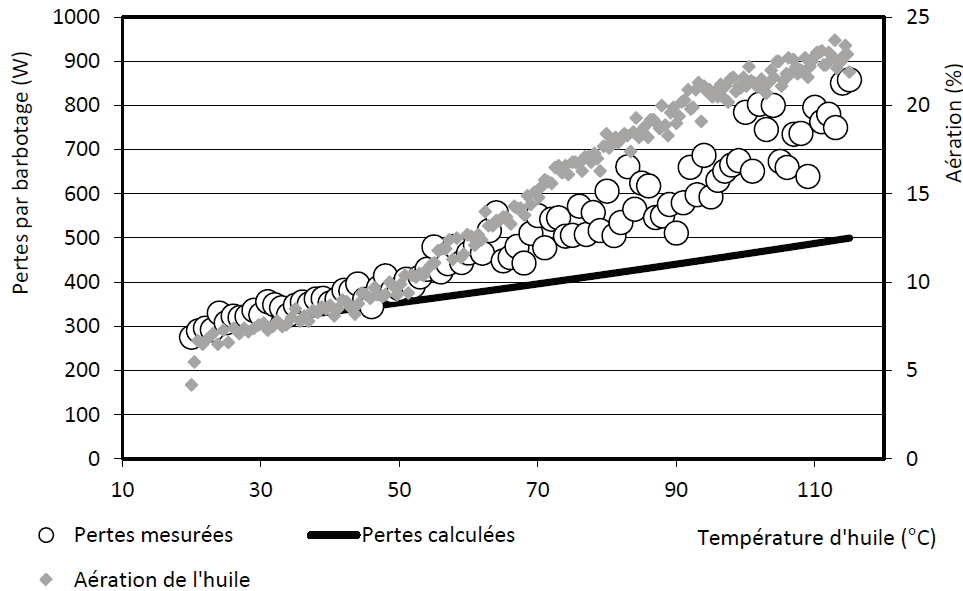


Figure 1-8 Mise en évidence de la relation entre aération du lubrifiant et perte par barbotage [57]

Peu d'études existent sur la problématique d'aération du lubrifiant dans les transmissions mécaniques. Des études portant sur l'aération des huiles et son impact dans la lubrification des paliers ont été conduites [59]–[61]. Dans le cas de la lubrification par barbotage les études se sont concentrées sur le moussage du lubrifiant. Certaines pointent tout de même que les deux phénomènes pourraient être liés au travers de l'action d'additifs antimousses [62]–[64]. Seul Leprince s'est attaché à caractériser les pertes de puissance engendrées par l'aération dans le cas du barbotage [58].

Leprince fait l'hypothèse que les pertes supplémentaires dues à l'aération sont liées au fractionnement des bulles d'air du bain par la rotation du mobile. Il élabore alors un modèle dit heuristique basé sur l'hypothèse que la perte liée à l'aération est due à l'énergie nécessaire pour fractionner les bulles d'air piégées dans le bain d'huile. Il calcule les pertes supplémentaires dues à l'aération par :

$$P_{aération} = \alpha_0 \sigma_s \frac{V_{pignon}}{R_b} \frac{A\% - A\%_0}{100} \omega H(A\% - A\%_0) \quad 1.39.$$

Avec

- $\alpha_0$  coefficient fixé empiriquement
- $\sigma_s$  tension de surface du lubrifiant [N/m]
- $A\%_0$  l'aération à partir de laquelle le comportement des pertes change
- $H$  fonction de Heaviside
- $\omega$  La vitesse de rotation [rad/s]
- $V_{pignon}$  volume immergé du pignon [m<sup>3</sup>]
- $R_b$  rayon moyen des bulles d'air [m]

Il développe aussi une méthodologie pour calculer  $A\%_0$  et  $R_b$ . Son modèle ne permet cependant pas de prédire  $A\%$ , la prédiction des pertes est donc soumise soit à une mesure d'aération soit à une hypothèse sur celle-ci. Il montre cependant qu'à haute vitesse (vitesse périphérique  $> 40\text{m/s}$ ) et haute température ( $>80^\circ\text{C}$ ) l'aération dépasse 10% et devient un phénomène majeur. L'aération du bain d'huile est un problème pour un réducteur mécanique à haute vitesse et devra par conséquent être prise en compte.

## 1.6 Les pertes par frottement aux joints

Pour maintenir le lubrifiant dans le système il est nécessaire d'étanchéifier l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie du réducteur. La solution la plus couramment utilisée en mécanique automobile est le joint à lèvres.

Ce type de joint est composé d'une lèvre maintenue plaquée sur l'arbre par un ressort de forme torique. La chaleur produite par le frottement est le produit de la vitesse périphérique avec la force de frottement tangentielle :

$$Q = F_R \cdot f \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \quad 1.40.$$

Avec :

- $F_R$  la force radiale appliquée par le joint sur l'arbre [N]
- $f$  le coefficient de frottement de la lèvre sur l'arbre

Cette équation n'est pas utilisable directement. En effet les paramètres  $F_R$  et  $\mu$  sont influencés par de nombreux éléments. Il est possible d'en citer quelques-uns, comme la conception du joint, les matériaux utilisés, les conditions d'utilisation etc....

Pour approximer les pertes par frottement plusieurs lois existent dans les normes ISO traitant des pertes dans les transmissions mécaniques. Les pertes aux joints calculées par la norme ISO 14179-1 [31] sont représentées sur la Figure 1-9. Cette norme suggère que le couple de frottement ne dépend que du diamètre de l'arbre, de façon linéaire, et du matériau du joint.

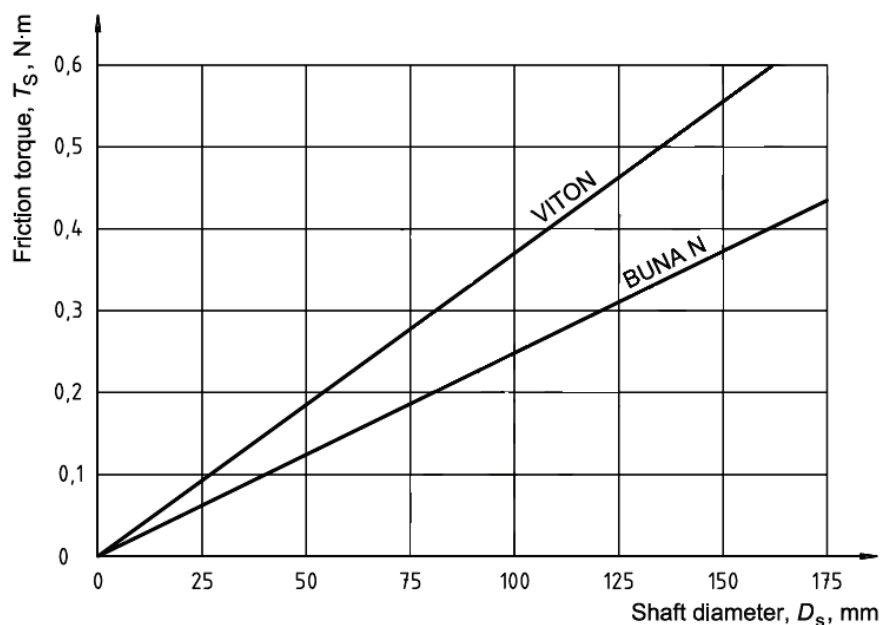


Figure 1-9 Couple de frottement d'un joint à lèvre

La norme ISO 14179-2 utilise quant à elle la même formulation que celle proposée par Simrit [23], [65]. La puissance perdue ne dépend que de la vitesse et du diamètre de l'arbre et ce de façon quadratique. La formule proposée est :

$$Q = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \frac{\pi}{30} \quad 1.41.$$

Pour prendre en compte l'effet de la température Linke propose une variation de la formulation de Simrit [66] L'équation de Linke et de Simrit sont équivalente pour une huile ISO VG320 à 100°C :

$$Q = (145 - 1,6(T + 273) + 350 \cdot \log(\log(v_{40} + 0,8))) \cdot 10^{-7} \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \frac{\pi}{30} \quad 1.42.$$

Ces formulations permettent de calculer les pertes des joints de l'arbre de sortie du réducteur qui tourne à une vitesse modérée. Cependant si l'arbre d'entrée tourne à une vitesse élevée de 42000 tr/min, l'utilisation de joint à lèvres standard à de telles vitesses représente un fonctionnement critique [65]. Il est nécessaire de se tourner vers d'autres solutions techniques comme des joints à lèvre rigide PTFE ou encore des joints labyrinthes à base de chicanes comme représentés sur la Figure 1-10.

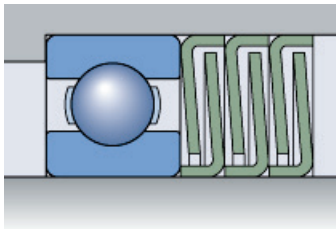


Figure 1-10 Exemple de joint labyrinthe proposé par SKF

Dans le cas des joints labyrinthes il n'y a pas de contact mécanique, la perte de puissance associée est due au cisaillement du fluide dans le joint. Le couple de friction généré par ce type de joint est faible [32]. Pour estimer les pertes de puissance sur l'arbre de sortie la formulation la plus éprouvée est la formulation de Simrit.

## 1.7 Modélisation thermomécanique

Par l'intermédiaire des caractéristiques du lubrifiant les modèles de pertes de puissance sont sensibles à la température. Or la température du système est directement liée à la chaleur dissipée et à son écoulement vers l'environnement de la transmission mécanique. La température dans un réducteur mécanique n'est pas homogène et ne peut pas être rapportée à la température d'huile. Il est alors important de mener une analyse thermomécanique afin de coupler pertes de puissance et températures. Changenet et al. appliquent une analyse thermomécanique à une boîte de vitesses automobile [42]. La Figure 1-11 montre qu'en réalisant un calcul thermique la prédiction du rendement de la transmission est meilleure qu'en ne considérant qu'une température d'huile moyenne. Il y a un couplage fort entre le comportement thermique d'un réducteur et son rendement.

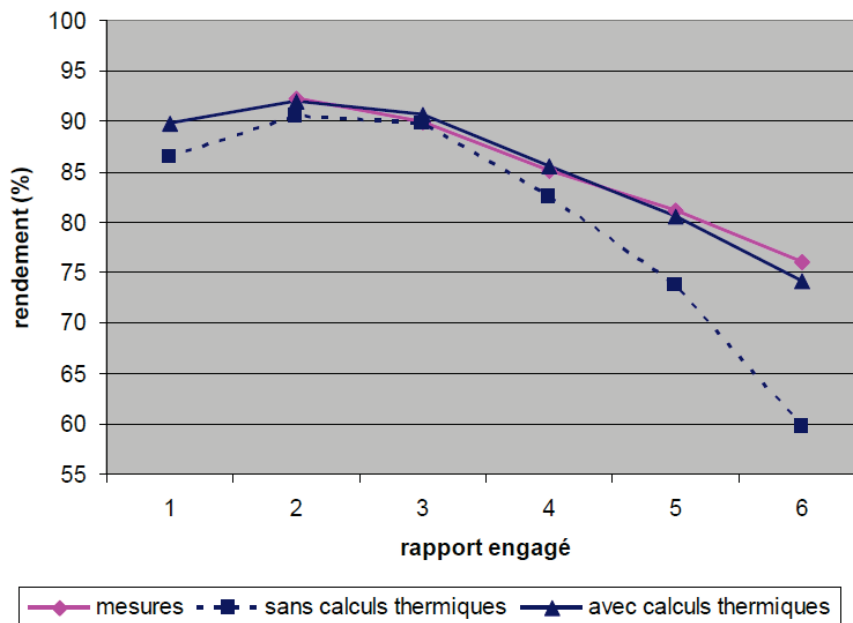


Figure 1-11 Comparaison entre le rendement d'une boîte de vitesses mesuré expérimentalement, estimé à l'aide d'un modèle isotherme et calculé à partir d'un modèle basé sur la méthode nodale [42]

Les pertes de puissance, notamment aux roulements et par barbotage, augmentent fortement avec la montée en vitesse. Dans le cas d'un réducteur mécanique haute vitesse beaucoup de puissance se retrouve dissipée dans un faible volume. L'échauffement résultant peut être critique pour le composant. Il est donc important d'estimer les températures internes de fonctionnement de la transmission.

### 1.7.1 Modélisation des transferts thermiques

Un des paramètres importants d'une modélisation thermique est la finesse apportée à l'analyse. Il existe plusieurs approches possibles selon le niveau d'information que l'on cherche à obtenir. La plus macroscopique est l'approche globale, l'élément étudié est considéré comme un seul élément isotherme [4]. La température correspondante est le résultat d'un équilibre entre les échanges avec l'extérieur et la puissance dissipée. Cette méthode a notamment été utilisée par Martins et al. pour estimer des coefficients de frottement à la denture ou encore l'influence du lubrifiant sur les pertes de puissance [3], [67], [68]. Cette méthode permet de modéliser l'échauffement global d'une transmission mécanique, mais pas d'estimer la température des différents éléments la constituant.

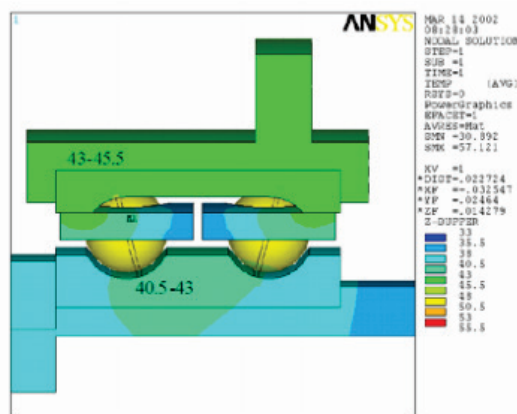


Figure 1-12 Exemple de modélisation par éléments finis de l'échauffement d'un palier à roulement [69]



Il est aussi possible d'utiliser l'analyse par éléments finis. Cette méthode permet de décrire finement le gradient de température dans les pièces d'un réducteur mécanique [69], [70]. Un exemple d'analyse thermique par la méthode des éléments finis est donné sur la Figure 1-12. Avec cette méthode il est aussi possible de modéliser l'échange thermique entre les solides et l'huile par une approche dite « computational fluid dynamics » (CFD). Les calculs sont complexes à mettre en place et demandent une puissance de calcul importante.

### 1.7.2 La méthode des réseaux thermiques

Une autre approche possible est la méthode des réseaux thermiques [29], [42], [71]. Elle propose de diviser le système en plusieurs éléments isothermes, et grâce à des lois d'échange analytiques, de calculer leur température. Elle permet aussi de réaliser facilement les différents couplages existants entre la température, les pertes de puissance et les échanges thermiques. Cette méthode représente un bon compromis entre le niveau de finesse et la puissance de calcul nécessaire. C'est pourquoi cette méthode est développée et utilisée dans la suite pour étudier un réducteur mécanique haute vitesse dans le chapitre deux.

#### a) Principe

La méthode des réseaux thermiques est basée sur une analogie électrique, elle consiste à représenter le système par un réseau électrique équivalent [72]. Il est constitué de nœuds isothermes reliés entre eux par des résistances thermiques.

- L'intensité du courant  $I$  devient le flux de chaleur  $Q$ , qui passe d'un nœud à l'autre.
- La différence de potentiel, représentée par la tension  $U$  devient la différence de température  $\Delta T$  entre les deux nœuds liés par la résistance.
- La résistance électrique  $R$  devient la résistance thermique  $R_{th}$ .

Ainsi :

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad 1.43.$$

L'équation ci-dessus permet d'évaluer les échanges de chaleur entre les nœuds. Une fois le réseau thermique construit et les échanges entre les nœuds retranscrits, le premier principe de la thermodynamique est appliqué sur chaque élément du système. Il est alors possible d'écrire autant d'équations de conservation de l'énergie qu'il y a d'éléments dans le réseau thermique :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i C_i} \left[ Q_i - \sum_{j=1 \text{ et } j \neq i}^n \frac{(T_i - T_j)}{R_{th,ij}} \right] \quad 1.44.$$

Avec :

- $m_i$  représente la masse de l'élément  $i$  [kg]
- $C_i$  chaleur massique de l'élément  $i$  [J/kg.K]
- $\frac{dT_i}{dt}$  dérivée de la température par rapport au temps [K/s]
- $Q_i$  valeur de la puissance thermique injectée au nœud  $i$  [W]
- $T_i$  (resp.  $T_j$ ) la température de l'élément  $i$  (resp.  $j$ ) [K]
- $R_{th,ij}$  la résistance thermique entre les éléments  $i$  et  $j$  [K/W]
- $n$  le nombre de nœuds du réseau thermique

Les conditions aux limites des réseaux thermiques sont des nœuds où la température est imposée. Par exemple l'air ambiant ou le sol ont une température définie, ils sont des puits de chaleur. Pour ces nœuds  $m_i C_i * \frac{dT_i}{dt} = 0$  c'est-à-dire que leur énergie interne n'évolue pas.  $Q_i$  représente alors un flux de chaleur absorbé par le nœud limite.

## b) Résolution

C. Changenet introduit la notation matricielle suivante [73] :

$$[C]\{T'\} = \{Q\} - [S]\{T\} \quad 1.45.$$

Avec

- $[C]$  matrice des inerties thermiques
- $\{T\}$  vecteur des températures
- $\{T'\}$  vecteur des températures dérivées par rapport au temps
- $\{Q\}$  vecteur des puissances
- $[S]$  matrice des conductances thermiques, calculée à partir des  $R_{th,ij}$

La résolution en régime stationnaire est basée sur des opérations matricielles par blocs. La matrice  $[S]$  est découpée en quatre blocs de  $S_1$  à  $S_4$ .  $S_1$  représente les échanges thermique entre les nœuds limites.  $S_4$  représente les échanges thermiques entre les nœuds où on cherche à calculer une température. Enfin  $S_2 = S_3'$  représente les échanges avec les nœuds limites. Lors du régime établi  $\{T'\} = 0$  l'équation précédente devient :

$$\begin{bmatrix} S_1 & S_2 \\ S_3 & S_4 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{c} T_c \\ 0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ T_{in} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} Q_{in} \\ 0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ Q_c \end{array} \right\} \quad 1.46.$$

Avec les indices :

- $c$  pour les valeurs connues
- $in$  pour les valeurs inconnues ( $T_{in}, Q_{in}$ ) ou non définies ( $C_{in}$ )

Il est alors possible de calculer les températures :

$$T_{in} = S_4^{-1}(Q_c - S_3 T_c) \quad 1.47.$$

La matrice  $[S]$  et le vecteur  $Q_c$  dépendent des températures. La résolution de l'équation précédente se fait donc par un processus itératif. Une fois toutes les températures connues il est alors possible de calculer la puissance absorbée par les nœuds limites :

$$Q_{in} = S_2 T_{in} + S_1 T_c \quad 1.48.$$

La résolution en régime transitoire revient à résoudre un système d'équations différentielles du premier ordre. L'information recherchée est l'évolution des températures «  $T_{in}$  » en fonction du temps. Le système matriciel s'écrit alors :

$$\begin{bmatrix} C_{in} \\ C_c \end{bmatrix} \circ \begin{bmatrix} T'_c \\ T'_{in} \end{bmatrix} = \left\{ \begin{array}{c} Q_{in} \\ 0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ Q_c \end{array} \right\} - \begin{bmatrix} S_1 & S_2 \\ S_3 & S_4 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{c} T_c \\ 0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ T_{in} \end{array} \right\} \quad 1.49.$$

Il est alors possible d'extraire l'équation différentielle matricielle décrivant l'évolution des températures du système :

$$C_c T'_{in} = Q_c - S_3 T_c - S_4 T_{in} \quad 1.50.$$

Sachant que pour les nœuds limites  $C_{in}T'_c = 0$  il est possible d'utiliser à tout moment l'équation 1.47. pour déterminer la chaleur absorbée par les nœuds limites.

### 1.7.3 Estimation des résistances thermiques

La résistance thermique relie un flux de chaleur à une différence de température. Ce paragraphe s'attache à présenter les bases du calcul des résistances associées aux trois modes de transfert de chaleur : conduction, convection et rayonnement. La résistance thermique peut être identifiée avec l'équation 1.43.

**a)** La première, la résistance de conduction, traduit le transfert de chaleur au sein d'un solide d'un point chaud à un point froid. La loi de Fourier décrit le phénomène, elle s'écrit :

$$Q = -k \frac{dT}{dx} \quad 1.51.$$

L'application de cette loi permet de calculer la résistance thermique. Par exemple si l'on considère un flux de chaleur à travers une paroi plane d'épaisseur  $e$ , de surface  $S$ , et de conductivité  $k$  soumise à une différence de température il est possible d'écrire :

$$Q = \frac{kS}{e} \Delta T \quad 1.52.$$

La résistance de conduction dans ce cas est alors par identification :

$$R_{th} = \frac{e}{kS} \quad 1.53.$$

**b)** La seconde, la résistance de convection, traduit le transfert de chaleur ayant lieu entre un solide et un fluide en mouvement. L'évaluation du flux de chaleur peut alors se faire par l'intermédiaire d'un coefficient de convection  $h_{conv}$  :

$$Q = h_{conv} S \Delta T \quad 1.54.$$

Par identification la résistance thermique de convection est :

$$R_{th} = \frac{1}{h_{conv} S} \quad 1.55.$$

Lors de l'échange de chaleur il y a compétition entre la conduction dans le fluide et la convection due au mouvement du fluide. Le nombre de Nusselt  $Nu$  quantifie le phénomène :

$$Nu = \frac{h_{conv} L}{k} \quad 1.56.$$

Lorsque qu'il est proche de 1, c'est-à-dire pour un fluide stagnant, les effets de conduction sont prédominants. S'il y a mouvement du fluide le nombre de Nusselt devient plus important traduisant un échange convectif élevé. L'application du théorème de Vaschy-Buckingham permet d'exprimer le nombre de Nusselt comme une fonction de deux nombres adimensionnels [72].

Dans le cas de la convection forcée :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad 1.57.$$

Dans le cas de la convection naturelle :

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad 1.58.$$

Dans les deux cas le nombre de Prandtl  $Pr$  caractérise les propriétés du fluide. Le nombre de Reynolds quantifie quant à lui l'écoulement forcé du fluide. Enfin le nombre de Grashof  $Gr$  traduit l'intensité des mouvements du fluide créés par les gradients de masse volumique dus aux différences de température.

c) La troisième, la résistance de rayonnement, traduit le transfert de chaleur échangé par rayonnement entre des solides. Pour un corps gris dont le rayonnement thermique ne dépend que de sa température, la puissance émise par rayonnement est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann :

$$Q = S\sigma\varepsilon T^4 \quad 1.59.$$

Avec

- $\varepsilon$  l'émissivité du matériau, comprise entre 0 et 1
- $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann =  $5,67 \cdot 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>]

Une partie de la puissance rayonnée est absorbée par les solides environnants. Il y a donc entre chaque objet un équilibre entre l'émission et la réception. Ainsi le rayonnement thermique s'échangeant entre deux corps, séparés par un milieu non absorbant, peut s'exprimer de la façon suivante :

$$Q = \frac{\sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 S_1} + \frac{1}{S_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2}} \quad 1.60.$$

Avec

- $F_{12}$  facteur de forme de 1 vers 2 dépendant de la géométrie du système
- $S_1$  surface rayonnante du solide 1 [m<sup>2</sup>]
- $S_2$  surface rayonnante du solide 2 [m<sup>2</sup>]

La résistance thermique associée au rayonnement s'écrit alors sous la forme :

$$R_{th} = \frac{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 S_1} + \frac{1}{S_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2}}{\sigma} \cdot \frac{1}{(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)} \quad 1.61.$$

## 1.8 Conclusion

Pour étudier le rendement d'un réducteur mécanique lubrifié par barbotage, quatre sources de perte de puissance ont été identifiées : (i) frottements à la denture, (ii) pertes dans les roulements, (iii) barbotage et (iv) frottement des joints.

Dans le cadre de la présente étude, ciblant les réducteurs à haute vitesse pour des applications automobiles :

- Sur l'arbre d'entrée il semble critique d'utiliser un joint à lèvres standard, le concepteur se dirigera vers d'autres solutions provoquant moins de pertes de puissance. Sur

l'arbre de sortie l'étanchéité sera assurée par des joints à lèvres. Dans l'application visée cet arbre ne tourne pas vite et les pertes dues aux joints seront faibles.

- Trois autres sources de pertes de puissance sont prépondérantes. Les pertes par frottement des dentures sont inévitables. L'étude bibliographique relève qu'elles dépendent de la puissance transmise, de la géométrie des dentures et du coefficient de frottement. Les grandes vitesses vont agir sur le coefficient de frottement moyen. Plusieurs formules sont disponibles pour l'estimation de ce coefficient, il est aussi possible par de nombreux essais de le caractériser. Sans essais il sera fixé dans les modèles à une valeur réaliste en vue des technologies automobiles utilisées.

- Deux phénomènes risquent d'être prépondérants avec l'augmentation de la vitesse d'entrée. Les pertes indépendantes de la charge dans les roulements sont très sensibles à la vitesse de rotation. Les pertes par barbotage augmentent elles aussi avec la vitesse. Le phénomène est aggravé par l'aération du bain d'huile, qui est provoquée par des mobiles tournant à grand vitesse.

- Le réducteur mécanique sera conçu pour être le plus compact possible. De ce fait les pertes de puissance seront dissipées sous forme de chaleur dans un faible volume. Il risque donc d'y avoir des échauffements problématiques. De plus les pertes de puissance dépendent fortement de la température de fonctionnement. La méthode des réseaux thermique permet d'identifier les échauffements et d'affiner la prédiction du rendement en couplant pertes de puissance et température.



---

# Chapitre 2

## Positionnement du problème

---

## 2.1 Introduction

L'objet de l'étude est de développer un réducteur mécanique faisant partie du groupe motopropulseur d'une voiture électrique. Il doit accepter une vitesse en entrée de 42000 tr/min et il est envisagé de le lubrifier par barbotage. Le Chapitre 1 montre qu'il est possible de calculer la performance énergétique de ce type de réducteur.

Le Chapitre 2 s'attache à identifier les problèmes posés par l'utilisation de vitesses de rotation élevées. Après avoir exposé un cahier des charges, deux architectures sont proposées. Pour départager ces architectures les modèles exposés dans le chapitre 1 sont utilisés. Quel que soit le nombre de trains choisi, l'étage GV provoque beaucoup de pertes de puissance. Il est alors isolé du reste de la transmission et son analyse thermomécanique est menée afin d'affiner la prédiction des pertes de puissance et de localiser les éventuels échauffements problématiques.

---

## 2.2 Cahier des charges et architectures

---

### 2.2.1 Cahier des charges du réducteur

Avant de commencer à concevoir un produit, il est nécessaire de construire un cahier des charges. Celui-ci fixe les exigences qu'il faudra remplir. Il comporte des contraintes de toute sorte allant du poids du réducteur à son coût en passant par exemple à des limites de bruit généré. Le Tableau 2-1 expose les principales informations du cahier des charges concernant sa conception mécanique. Ces informations sont des premières données constituant une base de réflexion réaliste en vue du pré dimensionnement d'une solution commerciale.

Le réducteur fait le lien entre le moteur électrique et les roues motrices. Pour le permettre il doit avoir un rapport de réduction élevé. De plus le moteur électrique est amené à fonctionner en génératrice dans la phase de freinage, le réducteur doit donc être réversible. Son poids doit être minimum, pour ne pas supprimer le gain de masse réalisé sur le moteur. Une température d'huile maximum est spécifiée, elle doit permettre l'utilisation d'huiles classiquement retenues dans les boîtes de vitesses, ceci sans qu'elles se dégradent. Enfin le rendement visé dans un premier temps est de 80% pour les phases de fonctionnement en vitesse stabilisée.



Tableau 2-1 Extrait du cahier des charge

	Caractéristiques	Unités
Rapport global	32 à 34	[-]
Masse	20	[kg]
Couple continu max à l'entrée	55	[N.m]
Puissance nominale	50	[kW]
Puissance crête pendant 30s	80	[kW]
Vitesse maximale à l'entrée, Marche avant	45000	[tr/min]
Vitesse maximale à l'entrée, Marche arrière	2700	[tr/min]
Température d'huile max, en refroidissement continu	100	[°C]
Rendement global minimum	80	%
Durée de vie	300000	[Km]

Le Tableau 2-1 expose aussi des contraintes liées à la puissance transmise ainsi qu'au couple en entrée du réducteur. Il est envisagé d'utiliser un moteur d'une puissance nominale de 50 kW, celle-ci pouvant monter à 80 kW sur un faible temps (inférieur à 30s). Le dimensionnement en termes de résistance mécanique est réalisé avec le couple maximum de 55Nm. La Figure 2-1 montre le couple que peut fournir le moteur en fonction de sa vitesse de rotation.

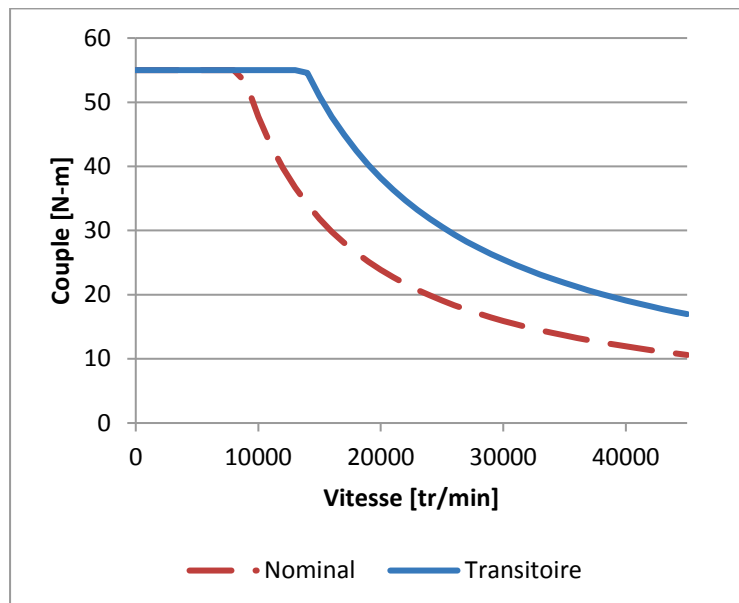


Figure 2-1 Courbe de couple du moteur de 50 KW envisagé

De plus, comme dans tout cahier des charges de réducteur mécanique il y a une contrainte de durée de vie. Celle-ci prend la forme d'une contrainte liée au kilométrage parcouru de manière répartie en ville sur route et sur autoroute. Le Tableau 2-2 montre le profil de mission envisagé. Celui-ci est sévéré sur route et sur autoroute, la totalité de la puissance du moteur électrique étant utilisée.

Tableau 2-2 Profil de mission du réducteur

	Vitesse d'entrée [tr/min]	Couple moteur [N.m]	Puissance [kW]	Heures
Démarrage	5000	55	28	600
Villes 50 km/h	16000	15	21	1688
Routes 90 km/h	28000	17,1	50	1071
Autoroute 130 km/h	42000	11,4	50	714
Total				4073

### 2.2.2 Architectures proposées

Pour répondre au cahier des charges plusieurs architectures sont envisageables. Pour un grand rapport de réduction deux grandes familles de réducteur réversible existent : i) à trains épicycloïdaux, ii) à trains parallèles.

L'étude se concentre sur les réducteurs à engrenages parallèles. Pour un grand rapport de réduction ce type de réducteur utilise plusieurs trains d'engrenages. En effet bien qu'il soit possible de réaliser de grands rapports de réduction avec une simple paire de roues dentées, la roue serait très grande, lourde, et aurait une trop grande inertie. Cependant le nombre de trains doit être limité car chaque étage de réducteur supplémentaire ajoute un engrenement et des roulements générateurs de pertes de puissance.

Partant de ce constat deux architectures sont envisagées. Elles diffèrent par le nombre de trains utilisé : trois pour la première et deux pour la seconde. Basé sur le cahier des charges initial le CETIM a réalisé deux dimensionnements répondant aux mêmes règles de conception et ayant les mêmes coefficients de sécurité.

Les Tableaux 2-3 à 2-6 présentent les caractéristiques des réducteurs envisagés. Ils utilisent tous les deux des engrenages hélicoïdaux. Les roulements à rouleaux coniques sont utilisés pour les arbres où cela est possible, ces roulements ont des capacités de charge intéressantes mais n'acceptent pas des vitesses élevées. Pour les roulements de l'arbre grande vitesse et de l'arbre intermédiaire n°1 le choix d'utiliser des roulements à billes à contacts obliques a été fait. Ces roulements acceptent les vitesses de rotations élevées. Enfin la conception du réducteur utilise le maximum d'éléments standards.

Tableau 2-3 Caractéristiques des dentures de l'architecture 3 trains

Engrènement		Nombre de dents	Module normal [mm]	Largeur [mm]	Diamètre primitif [mm]	Angle de pression [°]	Angle d'hélice [°]
Grande Vitesse	Pignon	23	1,25	21	30,4	20	18
	Roue	80		19	105,6		
Moyenne Vitesse	Pignon	24	2	22	51,1	20	20
	Roue	53		20	112,9		
Petite Vitesse	Pignon	14	3	36	44,9	20	20
	Roue	59		31	189,1		
Engrènement	Rapport de conduite	Rapport de recouvrement	Matériau	Classe de qualité	Rugosité arithmétique [ $\mu\text{m}$ ]		
GV	1.508	1.495	16MnCr5 cémenté	7	0.6		
MV	1.514	1.089	18CrNiMo7-6 cémenté	6	0.6		
PV	1.379	1.125	16MnCr5 cémenté	7	0.6		

Tableau 2-4 Caractéristiques des roulements de l'architecture 3 trains

Position	Référence	Type	Diamètre intérieur [mm]	Diamètre extérieure [mm]	Largeur [mm]
Arbre d'entrée	7204C	Billes à 15°	20	47	14
Arbre d'entrée	7004C	Billes à 15°	20	42	12
Arbre intermédiaire 1	7305C	Billes à 15°	25	62	17
Arbre intermédiaire 1	7205C	Billes à 15°	25	52	15
Arbre intermédiaire 2	32205 BJ2/Q	Rouleaux coniques	25	52	22
Arbre intermédiaire 2	32205 BJ2/Q	Rouleaux coniques	25	52	22
Arbre de sortie	JL 69349 A/310/Q	Rouleaux coniques	38	63	17
Arbre de sortie	JL 69349 A/310/Q	Rouleaux coniques	38	63	17

Tableau 2-5 Caractéristiques des dentures de l'architecture 2 trains

Engrènement		Nombre de dents	Module normal [mm]	Largeur [mm]	Diamètre primitif [mm]	Angle de pression [°]	Angle d'hélice [°]
GV	Pignon	19	1,5	22	30,2	20	20
	Roue	108		20	171,8		
PV	Pignon	14	3	36	44,7	20	20
	Roue	80		31	255,3		
Engrènement	Rapport de conduite	Rapport de recouvrement	Matériau	Classe de qualité	Rugosité arithmétique [mm]		
GV	1.496	1.452	16MnCr5 cémenté	7	0.6		
PV	1.399	1.125	16MnCr5 cémenté	7	0.6		

Tableau 2-6 Caractéristiques des roulements de l'architecture 2 trains

Position	Référence	Type	Diamètre intérieur [mm]	Diamètre extérieur [mm]	Largeur [mm]
Arbre d'entrée	7204C	Billes à 15°	20	47	14
Arbre d'entrée	7004C	Billes à 15°	20	42	12
Arbre intermédiaire	32205 BJ2/Q	Rouleaux coniques	25	52	19,25
Arbre intermédiaire	32205 BJ2/Q	Rouleaux coniques	25	52	19,25
Arbre de sortie	JL 69349 A/310/Q	Rouleaux coniques	38	63	17
Arbre de sortie	JL 69349 A/310/Q	Rouleaux coniques	38	63	17

Les réducteurs deux trains et trois trains ont respectivement des rapports de réduction de 32,48 et de 32,37. Pour arriver à ce rapport de réduction les roues du réducteur deux trains sont plus grandes. Le Tableau 2-7 compare le poids du réducteur et le diamètre de la plus grande pièce mobile c'est à dire de la roue petite vitesse (PV). La roue de sortie est plus grande sur la solution 2 trains, pour l'accueillir le carter sera plus encombrant. De plus en considérant en première approximation que les engrenages sont des cylindres pleins, la masse totale hors carter du réducteur deux trains est plus élevée que celle du réducteur trois trains.

Le carter n'a pas fait l'objet d'un dimensionnement, cependant dans les deux cas son poids serait comparable. Le carter du réducteur 3 trains comporte deux logements de roulements supplémentaires mais la partie accueillant la roue petite vitesse sera plus petite.

L'étanchéité du carter sera réalisée avec deux joints à lèvres sur l'arbre petite vitesse, et avec un joint labyrinthe sur l'arbre d'entrée.

Tableau 2-7 Comparatif de poids et d'encombrement

Architecture	Diamètre de tête roue PV [mm]	Masse hors carter [Kg]
2 trains	259	19,5
3 trains	193	14,4

La Figure 2-2 permet de se rendre compte visuellement de la différence d'encombrement des deux solutions. Elle montre un exemple de disposition possible des étages entre eux.

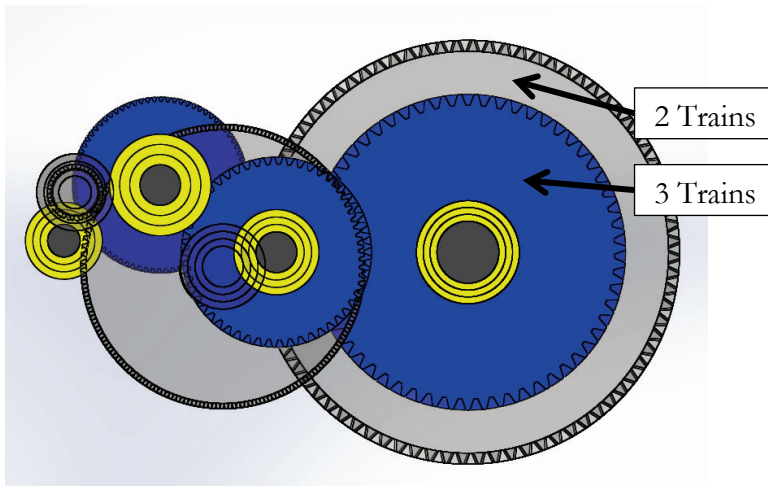


Figure 2-2 Exemple de configuration à iso entraxe entrée sortie, en bleu l'architecture 3 trains, en gris l'architecture 2 trains

Les caractéristiques du lubrifiant envisagé pour le réducteur sont exposées sur le Tableau 2-8. Cette huile est équivalente à un lubrifiant de boîte de vitesses automobile.

Tableau 2-8 Caractéristiques du lubrifiant

Viscosité à 40°C [cSt]	Viscosité à 100°C [cSt]	Masse volumique à 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]
45,1	7,7	885

## 2.3 Analyse du rendement

### 2.3.1 Approche isotherme

L'application des différents modèles de la bibliographie permet d'estimer le rendement des deux architectures envisagées. Pour appliquer ces modèles plusieurs hypothèses ont été réalisées :

- Les gradients de température sont négligés et les pertes sont calculées avec une huile à 90°C. Le cahier des charges spécifie une température maximum de fonctionnement de 100°C, elle ne doit pas être atteinte en fonctionnement normal. Une marge de sécurité est prise.
- Le modèle utilisé pour les pertes aux roulements est dans un premier temps le nouveau modèle SKF [32]. Il sera comparé avec le modèle Harris ultérieurement.
- Les pertes par frottement à la denture sont calculées avec la méthode de Valex *et al* [16], voir paragraphe 1.3.1.

- L'application des normes ISO 14179 [23], [31] donne un coefficient de frottement denture appartenant à l'intervalle [0,03 : 0,04] pour les conditions envisagées. Le paragraphe 1.3.2 a montré que les formules permettant de calculer ce coefficient peuvent le sous-estimer. Sans essais de caractérisation du coefficient de frottement denture celui-ci est pris égal à une valeur de 0,05.
- Les pertes par barbotage sont calculées avec le modèle de Changenet *et al* [54]
- Quand il est spécifié une aération du bain d'huile, les pertes par barbotage supplémentaires dues à l'aération sont calculées avec la méthode de Leprince *et al* [74] voir paragraphe 1.5.2.
- Le niveau d'huile est fixé pour que 25% du rayon de la roue de l'étage GV soit immergée dans l'huile. Ce niveau est un compromis, à grande vitesse l'immersion doit être faible pour limiter les pertes par barbotage [43] cependant un niveau d'huile trop petit peut diminuer fortement les projections d'huile [75] et empêcher la bonne lubrification des roulements.
- Les arbres sont dans un plan parallèle au plan formé par le bain d'huile à l'arrêt.
- Les pertes des joints sont négligées, elles représentent sur l'arbre de sortie 9W et 6W pour les conditions autoroute et route.

### 2.3.2 Comparaison du rendement des architectures

Dans les conditions d'utilisation exposées dans le Tableau 2-2 deux sont liées aux hautes vitesses. Les conditions route et autoroute sont critiques du point de vue du rendement.

Tableau 2-9 Rendement en pourcent calculé pour les deux architectures

Architecture\condition	Route	Autoroute
Deux trains	95,2	91,9
Trois trains	94,8	91,7

Le Tableau 2-9 donne les rendements calculés pour les deux architectures. Comme identifié dans le chapitre 1 l'augmentation de la vitesse à iso puissance entraîne la diminution du rendement. Les deux architectures ont des rendements comparables. L'architecture à trois trains est désavantagée par deux roulements et un engrenement supplémentaires.

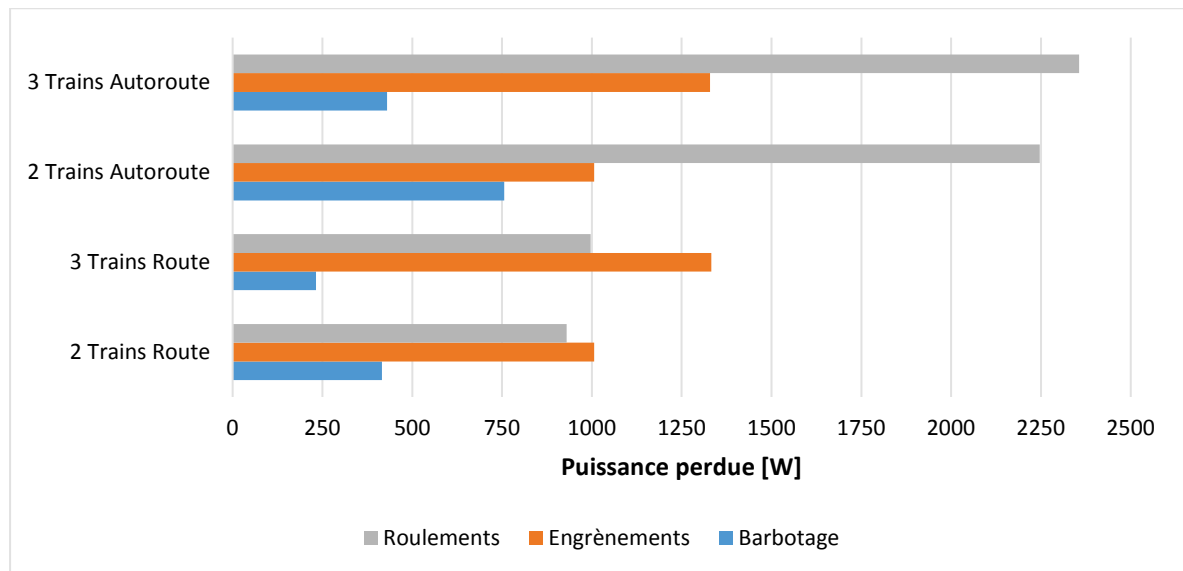


Figure 2-3 Détail des pertes de puissance

La Figure 2-3 montre la répartition des pertes de puissance. Les pertes à l'engrènement sont calculées avec un coefficient de frottement fixé, elles ne dépendent que de la puissance transmise. Le dimensionnement des dentures répond aux mêmes règles de conception. Les engrènements ont des rendements comparables et la solution à 3 étages produit donc plus des pertes de ce type.

L'architecture trois trains comprend deux roulements de plus cependant la perte qui leur est liée reste comparable entre les deux architectures. L'augmentation de la vitesse entre route et autoroute entraîne une forte augmentation des pertes aux roulements. A grande vitesse sur autoroute ces pertes sont largement majoritaires. La Figure 2-4 montre que la majorité des pertes de puissance dans les roulements sont provoquées par le guidage de l'arbre d'entrée.

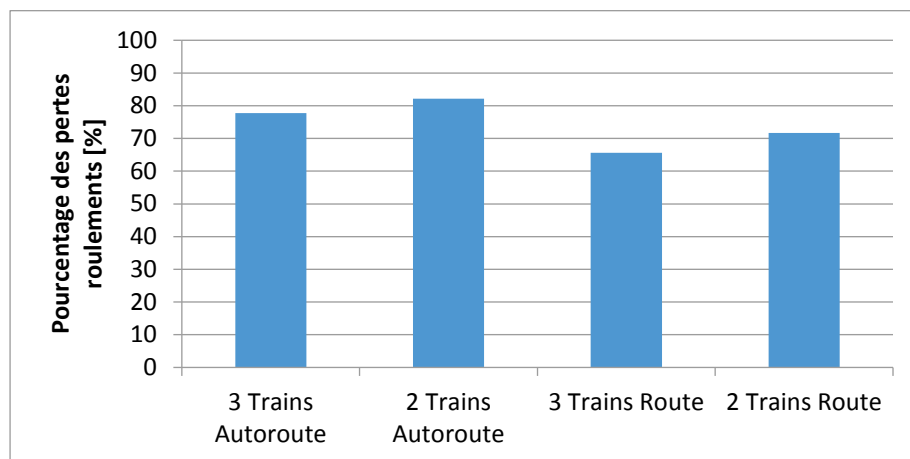


Figure 2-4 Part des pertes des roulements de l'arbre GV sur la somme des pertes aux roulements

Enfin pour l'hypothèse de niveau d'huile choisie la solution à trois trains est la plus intéressante du point de vue du barbotage. Le diamètre extérieur des roues est moins grand, même s'il y a une roue de plus le barbotage est plus faible. Les pertes par barbotage présentées sur la Figure 2-3 ont été calculées sans prendre en compte l'aération du bain d'huile. Le chapitre 1 a montré qu'à haute température et à grande vitesse le bain d'huile pouvait s'aérer à des niveaux de 20 à 30%. Le niveau d'aération ne peut pas être prédit précisément, pour les conditions autoroute et route une aération de 25% semble être une hypothèse réaliste.

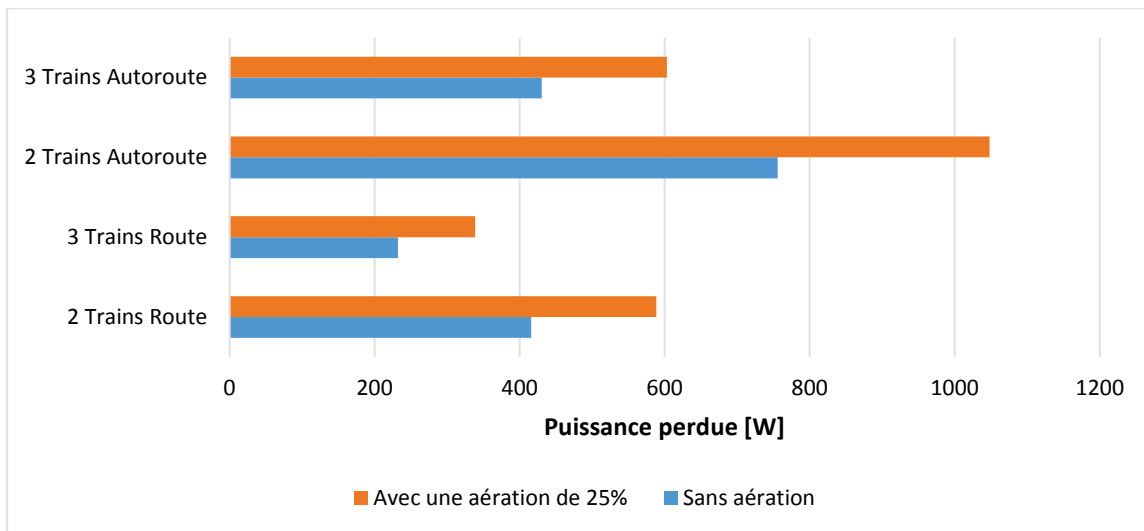


Figure 2-5 Pertes de puissance par barbotage avec et sans aération

La Figure 2-5 montre les pertes de puissance par barbotage en prenant pour hypothèse une aération de 25%. L'aération du bain d'huile dégrade le rendement le faisant passer à 91,3% et 91,4% respectivement pour les architectures 2 et 3 trains. La dégradation est plus importante pour l'architecture deux trains, les mobiles sont grands et provoquent déjà plus de pertes par barbotage sans aération. La Figure 2-6 montre que les pertes par barbotage sont majoritairement provoquées par l'étage GV des réducteurs. Les roues des autres étages ont un diamètre plus grand mais tournent à des vitesses bien plus faibles.

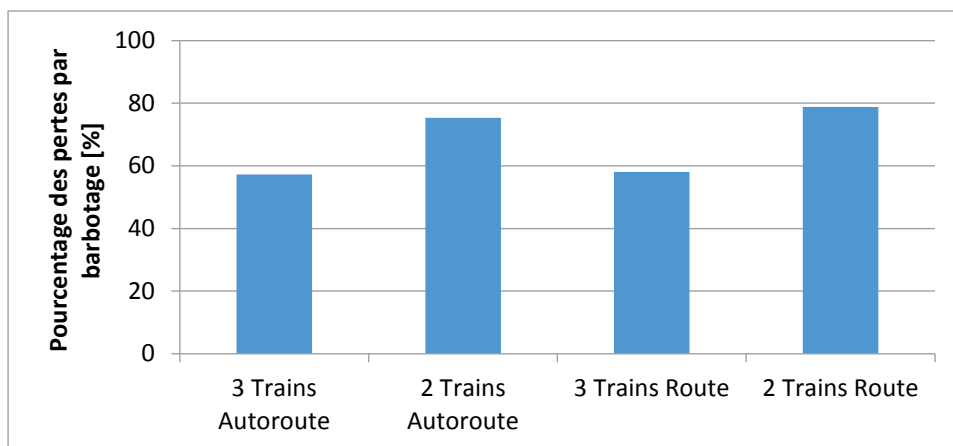


Figure 2-6 Part des pertes par barbotage de l'étage GV sur les pertes par barbotage totales

Du point de vue du rendement chaque architecture a un point fort. N'utiliser que deux étages permet de réduire les pertes aux engrenements. Cependant utiliser une troisième étage de réduction permet de diminuer le diamètre des roues et par ce biais de limiter les pertes par barbotage. De plus la solution à trois étages est la plus compacte et la moins lourde, elle semble être la plus intéressante. Dans les deux cas l'étage GV provoque la majorité des pertes.



---

## 2.4 Modélisation thermique de l'étage GV

### 2.4.1 Discrétisation nodale

Les étages GV des deux architectures de réducteur envisagées produisent une part importante des pertes totales. Ces pertes se retrouvent dissipées sous forme de chaleur dans un faible espace ce qui peut poser des problèmes d'échauffement. De plus des applications acceptant des vitesses de 20000 tr/min en entrée sont déjà commercialisées, la réalisation d'un étage GV acceptant 42000 tr/min est donc la nouveauté du projet.

Afin de mieux connaître les échauffements de cet étage il est proposé dans ce sous-chapitre de modéliser un projet de banc d'essai nommé réducteur HV. Ce réducteur sera constitué par l'étage GV de la solution 3 trains présentée au paragraphe 2.2.2.

Le réducteur sera refroidi par une enceinte climatique permettant d'imposer la température de l'air et sa vitesse. De plus il sera posé sur un bâti métallique.

Il est envisagé d'utiliser des joints labyrinthes pour les arbres d'entrée et de sortie. De plus le carter sera le plus simple possible, il sera réalisé en fonte et de forme parallélépipédique ayant une épaisseur de 20 mm. Les côtes internes sont fixées pour que les parois soient espacées de 20 mm des dentures.

La lubrification des roulements sera réalisée en récupérant les projections d'huile provoquées par la rotation de la roue. Cette huile en plus de lubrifier les roulements, les refroidit. NTN-SNR préconise un débit de l'ordre de quelques ml/s pour l'application visée. Il est donc considéré que lors de la mise au point du banc d'essais un débit de 5 ml/s par roulement sera assuré.

Durand et al. [71] propose la modélisation d'un banc d'essai de réducteur mécanique un train. L'étude est adaptée au projet de banc d'essai. Afin de mener la modélisation thermique de ce réducteur avec la méthode des réseaux thermiques, il est d'abord nécessaire de découper celui-ci en un certain nombre d'éléments considérés isothermes. Le réducteur a été découpé en 15 nœuds listés dans le Tableau 2-10.

Tableau 2-10 Liste des éléments utilisés dans les réseaux thermiques du réducteur HV

1	Bâti
2	Air
3	Partie inférieure du carter
4	Partie latérale du carter
5	Partie supérieure du carter
6	Bain d'huile
7,8	Roulements de l'arbre du pignon
9,10	Roulements de l'arbre de la roue
11	Arbre du pignon
12	Arbre de la roue
13	Pignon
14	Roue
15	Zone d'engrènement

Les nœuds air et bâti sont utilisés pour fixer les conditions limites. Ces éléments sont des puits de chaleur, leur température est imposée. D'autres éléments représentent les sources de chaleur. Ainsi il y a un nœud par roulements, un nœud pour l'engrènement et enfin un nœud pour l'huile. Ces éléments reçoivent respectivement les pertes aux roulements, les pertes par frottement à la denture et les pertes par barbotage. Les modèles de pertes de puissance utilisés sont les mêmes que pour l'approche isotherme.

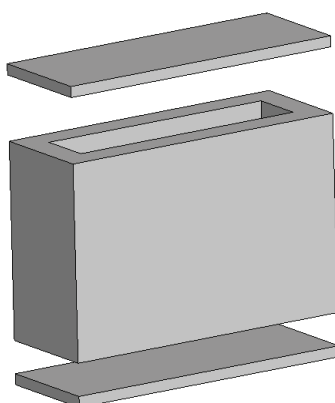


Figure 2-7 - Décomposition en trois parties du carter

Le carter n'a pas été modélisé en un seul bloc, la Figure 2-7 montre qu'il est découpé en trois parties. La partie inférieure du carter est en contact avec le bâti du banc d'essais. La partie supérieure est en contact avec le milieu ambiant : l'air. Le mode de refroidissement étant différent il est probable que les deux parties soient à des températures différentes. Enfin la partie latérale du carter porte les quatre roulements.

Les éléments du réducteur doivent être reliés pas des résistances thermiques afin de traduire les échanges de chaleur. Cinq types de résistance sont utilisés, ils sont listés dans le Tableau 2-11.

Tableau 2-11 Liste des résistances thermiques utilisées dans le réseau thermique du réducteur HV

R1	Résistance de striction
R2	Résistance de convection avec le bain d'huile
R3	Résistance de transport avec le bain d'huile
R4	Résistance de conduction
R5	Résistance de convection et de rayonnement avec l'air

En reliant les éléments du Tableau 2-10 et les résistances thermiques du Tableau 2-11, on obtient le réseau thermique du réducteur HV. Ce réseau thermique est présenté sur la Figure 2-8.

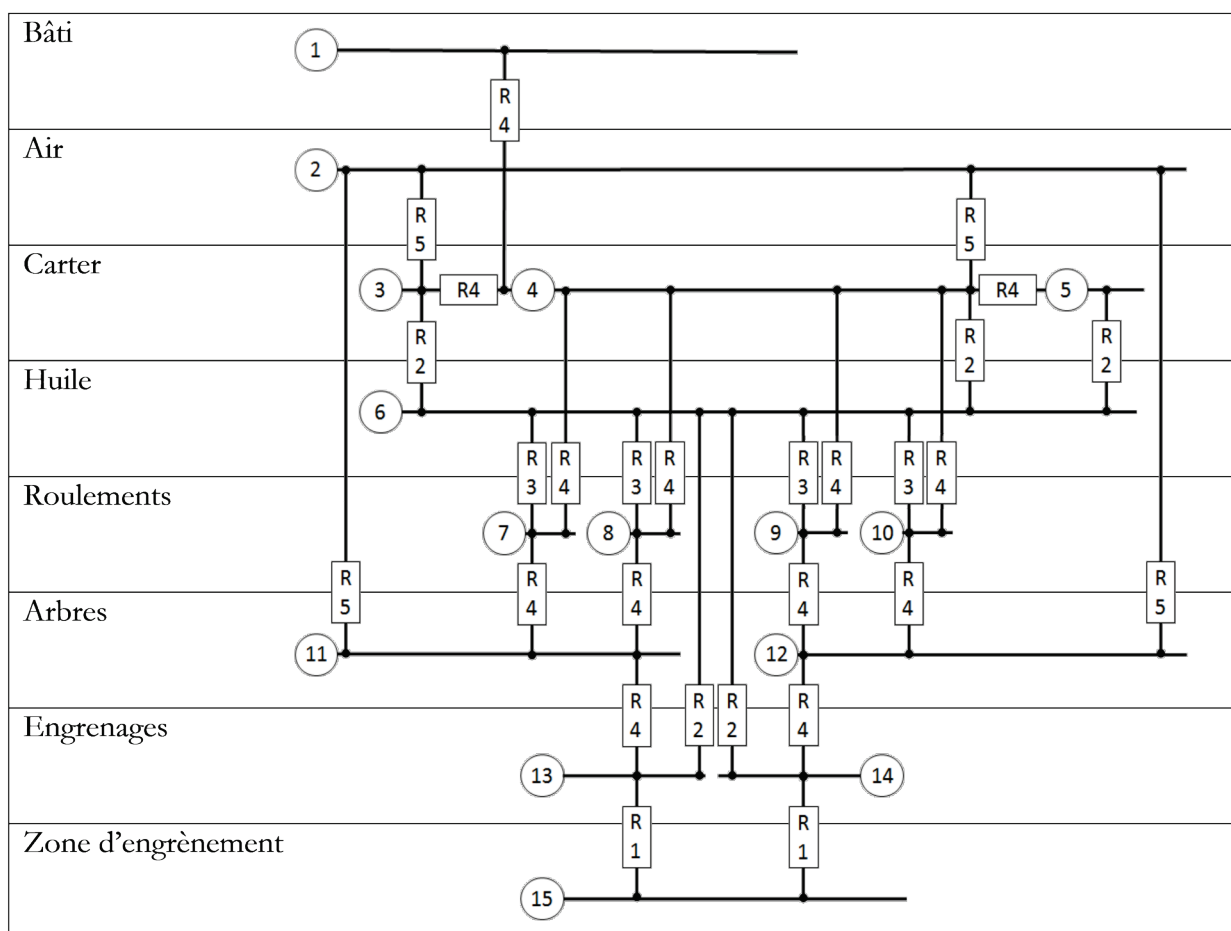


Figure 2-8 Réseau thermique du réducteur HV

## 2.4.2 Les transferts de chaleur

### 2.4.2.1 La résistance de striction R1

La zone d'engrènement représente la surface de contact entre les deux pignons. Cette zone reçoit les pertes par frottement denture. L'élévation de température est très localisée et la chaleur se répand depuis une faible surface dans les massifs en contact que sont les dents. Ce phénomène est traduit par la résistance de striction, entre le nœud 15 et les nœuds des pignons 13 et 14.

Cette résistance est donnée par l'application de la théorie de la température flash de Block [76] ramenée à une valeur moyenne (spatialement et temporellement) et s'exprime sous la forme suivante [73] :

$$R_{striction} = \frac{0,767}{\sqrt{2 \cdot l_h \cdot l_{cm} \cdot \chi \cdot \sqrt{U/2}}} \quad 2.1.$$

Avec

- $2 \cdot l_h$  la largeur de la surface d'écrasement dans le contact [m]
- $l_{cm}$  longueur moyenne de contact [m]
- $\chi$  l'effusivité thermique du pignon [ $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2} \cdot s^{1/2}$ ]
- $U$  somme des vitesses de roulement [m/s]

#### 2.4.2.2 Résistances de convection avec le bain d'huile R2

##### c) Résistances de convection entre l'intérieur du carter et l'huile

L'huile est brassée par la roue et se retrouve en mouvement par rapport aux surfaces internes du carter. Cela provoque un échange convectif entre le fluide et la partie du carter considérée. Le carter est de forme parallélépipédique, l'échange convectif peut être évalué en assimilant chaque partie avec une plaque.

Dans ce cas l'échange est évalué grâce à une corrélation donnant un nombre de Nusselt moyen le long d'une plaque de longueur L soumise à une convection forcée [72] :

$$\text{Si } Re < 5 \times 10^5 \quad Nu = 0,664 \times Re^{0,5} \times Pr^{1/3} \quad 2.2.$$

$$\text{Si } Re > 5 \times 10^5 \quad Nu = Pr^{1/3} \times (0,037 \times Re^{0,8} - 850) \quad 2.3.$$

Pour calculer le nombre de Reynolds  $Re$  il est nécessaire de définir une vitesse caractéristique de l'écoulement d'huile. Il faut alors distinguer deux cas : i) la surface est immergée dans le bain d'huile ii) la surface est hors du bain mais l'huile ruissèle sur celle-ci.

Dans le premier cas la vitesse caractéristique est imposée par la rotation de la roue. Elle est prise égale à la vitesse périphérique du mobile c'est-à-dire le produit  $R_p \cdot \Omega$ .

Dans le second cas l'huile s'écoule sous l'effet de la gravité. Pour une plaque verticale de hauteur L, sans prendre en compte les forces visqueuses et en négligeant la traînée aérodynamique, la vitesse moyenne du fluide peut s'exprimer de la façon suivante [73]:

$$V_{moy} = \sqrt{\frac{8 \cdot g \cdot L}{9}} \quad 2.4.$$

Avec

- $g$  l'accélération de pesanteur [ $m/s^2$ ]

#### d) Résistances de convection entre les roues et l'huile

La rotation d'une roue dentée dans un bain d'huile provoque un échange convectif. Cet échange est provoqué par deux phénomènes. D'une part une partie des flancs du pignon est immergée à la manière d'un disque en rotation dans un fluide. D'autre part l'huile se trouvant entre les dents est centrifugée, c'est un phénomène de projection.

Le premier phénomène peut être quantifié en utilisant la corrélation pour calculer le nombre de Nusselt moyen d'un disque en rotation [77] :

$$\text{Si } Re < 2.5 \times 10^5 \quad Nu = 0,4 \times Re^{0,5} \times Pr^{1/3} \quad 2.5.$$

$$\text{Si } Re > 3.2 \times 10^5 \quad Nu = 0,238 \times Pr^{0,6} \times Re^{0,8} \quad 2.6.$$

La longueur caractéristique utilisée est le diamètre primitif. La vitesse caractéristique est prise égale à la vitesse périphérique de la roue [71]. La surface de convection est la surface immergée du flanc de la roue dentée.

La résistance de projection traduit l'échange de chaleur dû à la projection de l'huile se trouvant entre les dents. Les forces centrifuges projettent cette huile entre le moment où la dent sort du bain d'huile et le moment où l'engrènement commence. C'est-à-dire pendant la rotation sur l'angle  $\theta$  de la Figure 2-9. Pendant cette période, l'huile refroidit les dents du pignon puis une partie est centrifugée.

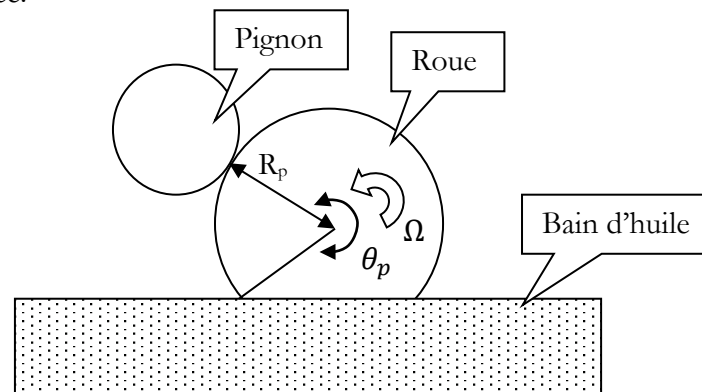


Figure 2-9 Paramètres utilisées pour calculer la résistance de projection

La résistance de projection s'exprime sous la forme suivante [71], [73] valable pour tout  $\psi$  :

$$R_{th} = \frac{\pi}{B \cdot Z \cdot \left( 0,058 + \frac{1,112}{\left[ 1 + \exp\left(\frac{\psi - 0,731}{0,233}\right) \right]^{0,455}} \right)} \cdot H_{dent} \cdot \chi \cdot \sqrt{\theta} \cdot \omega \quad 2.7.$$

Avec

- $B$  la largeur de la denture [m]
- $Z$  le nombre de dents de la roue
- $R_p$  le rayon primitif de la roue [m]
- $\alpha_d$  la diffusivité thermique de l'huile [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $\nu$  la viscosité cinématique de l'huile [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $H_{dent}$  la hauteur de dent [m]

- $\theta_p$  l'angle de projection [rad]
- $\chi$  l'effusivité thermique de l'huile [ $J.K^{-1}.m^{-2}.s^{-1/2}$ ]
- $\omega$  la vitesse de rotation [rad/s]
- $\psi$  est un nombre sans dimension dépendant de la géométrie et de la viscosité de l'huile. Il est défini par la formule :

$$\psi = \left( \frac{R_p \cdot a_d \cdot \theta^2}{\nu \cdot H_{dent}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad 2.8.$$

### 2.4.2.3 La résistance de transport avec le bain d'huile R3

Les roulements sont lubrifiés par les projections provoquées par la roue. L'huile passe alors dans le roulement et l'hypothèse est faite qu'elle ressort à la température de celui-ci. La résistance traduisant le phénomène est la résistance de transport :

$$R_{transport} = \frac{1}{\dot{m} C_p} \quad 2.9.$$

Avec

- $\dot{m}$  le débit massique d'huile entrant dans le roulement [kg/s]
- $C_p$  la capacité calorifique massique du lubrifiant [J/kg/K]

### 2.4.2.4 Les résistances de conduction R4

#### a) Résistances de conduction radiale dans les bagues de roulements et les roues dentées

Des échanges par conduction radiale sont utilisés pour modéliser les transferts de chaleur entre les dents des engrenages et les arbres ainsi qu'entre les roulements le carter et les arbres. Le flux de chaleur se transmet radialement comme représenté sur la Figure 2-10.

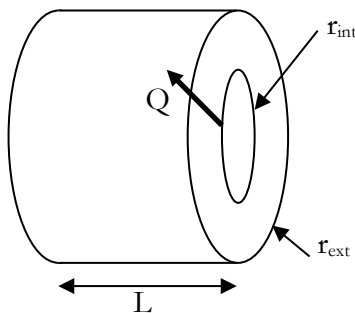


Figure 2-10 - Conduction radiale à travers un cylindre

La résistance de conduction radiale s'exprime de la façon suivante :

$$R_{th} = \frac{\ln \left( \frac{R_{ext}}{R_{int}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad 2.10.$$

Avec comme représenté sur la Figure 2-10

- $R_{ext}$  le rayon extérieur [m]
- $R_{int}$  le rayon intérieur [m]

- $k$  la conductivité thermique du matériau [W/m.K]
- $L$  la longueur du cylindre [m]

Dans le cas des roues dentées cette résistance sépare la température de masse des dents et l'élément arbre, le diamètre extérieur est pris égal au diamètre primitif, et le diamètre intérieur à celui de l'arbre.

Dans le cas des roulements cette résistance correspond à la conduction dans les bagues. Le diamètre moyen de la piste de roulement est utilisé tantôt pour  $r_{ext}$  et tantôt pour  $r_{int}$  selon que l'on calcule la résistance pour la bague intérieure ou extérieure.

### b) Résistances de conduction entre les parties du carter et avec le bâti

Des résistances de conduction relient les différentes parties du carter. Elles représentent la conduction ayant lieu dans la hauteur du carter latéral. Elles s'expriment de la façon suivante :

$$R_{th} = \frac{l}{S \cdot k} \quad 2.11.$$

Avec

- $S$  la surface de la section horizontale du carter latéral [m<sup>2</sup>]
- $l$  la moitié de la hauteur du carter latéral [m]

Le carter inférieur est posé sur le bâti. La résistance de conduction prend la même forme.  $S$  devient alors la surface de contact et  $l$  une longueur de conduction dans le bâti. En absence d'information sur la conception du bâti  $l$  est pris égal à 100 mm.

## 2.4.2.5 Les résistances de convection et de rayonnement avec l'air R5

### a) Résistance de rayonnement avec le milieu environnant

Il existe un échange thermique radiatif entre le milieu environnant et les surfaces extérieures du réducteur. Ainsi le bout d'arbre sortant du carter et le carter lui-même rayonnent. Ce phénomène est traduit par la résistance de rayonnement exposée dans le chapitre 1. Dans le cas où l'élément rayonne dans un espace beaucoup plus grand, la résistance thermique s'exprime :

$$R_{th} = \frac{1}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_p^2 + T_{air}^2) \cdot (T_p + T_{air})} \quad 2.12.$$

Avec

- $\varepsilon$  l'émissivité du matériau [-]
- $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann =  $5,67 \cdot 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>]
- $S$  la surface d'échange de l'élément [m<sup>2</sup>]
- $T_p$  la température de l'élément [K]
- $T_{air}$  la température de l'air [K]

La température du milieu environnant est supposée être la même que celle de l'air. Aucun nœud ne lui est attribué, la résistance de rayonnement est donc dans le réseau imposée entre le carter, les bouts d'arbre et l'air.

## b) Résistance de convection entre le carter et l'air

Sur le banc d'essais, le carter sera ventilé par un flux d'air arrivant à la verticale. Ce flux entraîne une convection forcée sur la partie supérieure du carter, ainsi que sur sa partie latérale. Dans les deux cas l'échange est de type convection forcée sur une plaque.

La partie supérieure du carter est normale au flux d'air. Dans ce cas le coefficient d'échange convectif est donné par l'expression suivante [72] :

$$h_{conv} = 7,6 \cdot L^{-0,37} \cdot V_{air}^{0,63} \quad 2.13.$$

Avec

- $V_{air}$  la vitesse du flux d'air [m/s]
- $L$  la dimension caractéristique égale à la surface frontale de la paroi divisée par son périmètre [m]

La partie latérale du carter est tangentielle au flux d'air vertical. Dans ce cas le coefficient d'échange peut être calculé avec :

$$h_{conv} = 5,6 \cdot L^{-0,34} \cdot V^{0,66} \quad 2.14.$$

L la longueur caractéristique de l'écoulement est alors la hauteur du carter.

## c) Résistance de convection entre les arbres et l'air

Dans la configuration envisagée les arbres dépassent du réducteur comme représentés sur la Figure 2-11. L'arbre est alors directement refroidi par l'air ambiant. Le bout d'arbre se comporte comme une ailette, il existe un gradient de température longitudinal dans le bout d'arbre. L'échange est réduit d'un facteur  $\eta$  par rapport à un cas où il est isotherme [72]. L'expression de la résistance thermique de convection est modifiée pour prendre en compte ce facteur :

$$R_{th} = \frac{1}{\eta h_{conv} S} \quad 2.15.$$

Avec

- $\eta$  l'efficacité d'ailettes

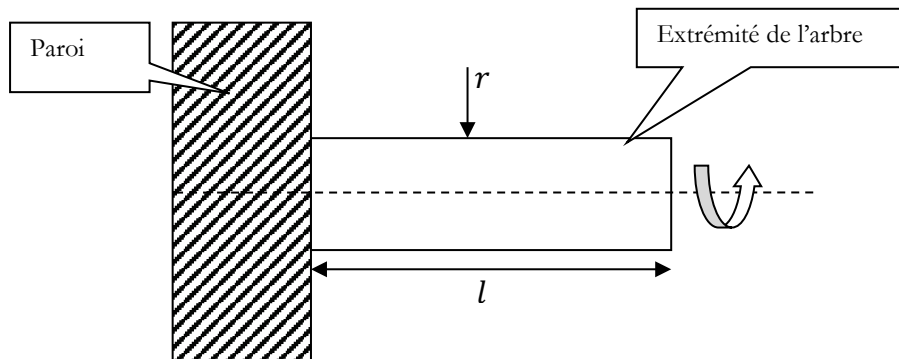


Figure 2-11 Arbre dépassant du carter

Le phénomène convectif peut être quantifié en utilisant la corrélation pour calculer le nombre de Nusselt d'un cylindre horizontal en rotation. Il peut être estimé en utilisant des essais réalisés par Dropkin et présentés par Winter *et al.* [78]:



$$\text{Si } Re < 2500 \quad Nu = 0,4. Gr^{0,25} \quad 2.16.$$

$$\text{Si } 2500 < Re < 15000 \quad Nu = 0,095. (0,5. Re^2 + Gr)^{0,35} \quad 2.17.$$

$$\text{Si } 15000 < Re \quad Nu = 0,073. Re^{0,7} \quad 2.18.$$

Où

$$Re = \frac{V. 2. R}{\nu} \quad 2.19.$$

Avec

- $V$  la vitesse périphérique du cylindre [m/s]
- $R$  le rayon de l'arbre [m]
- $\nu$  la viscosité cinématique de l'air [m<sup>2</sup>/s]

Et Où

$$Gr = \frac{g. \beta_f. (T - T_{air}). (5. R)^3}{\nu^2} \quad 2.20.$$

Avec

- $g$  l'accélération de pesanteur [m/s<sup>2</sup>]
- $\beta_f$  le coefficient de dilatation volumique de l'air [1/K]
- $T$  la température de l'arbre [K]
- $T_{air}$  la température de l'air [K]
- $R$  le rayon de l'arbre [m]
- $\nu$  la viscosité cinématique de l'air [m<sup>2</sup>/s]

## 2.5 Analyse des résultats

Le modèle thermomécanique du réducteur HV permet de calculer les pertes de puissance et les températures de la transmission. Comme pour l'approche isotherme il est nécessaire de faire des hypothèses pour mener à bien les calculs. Les hypothèses émises dans le paragraphe 2.3.1 sont conservées à l'exception de celle concernant la température d'huile qui est maintenant calculée dans la modélisation thermomécanique. L'air et le bâti sont de plus considérés comme étant à 20°C.

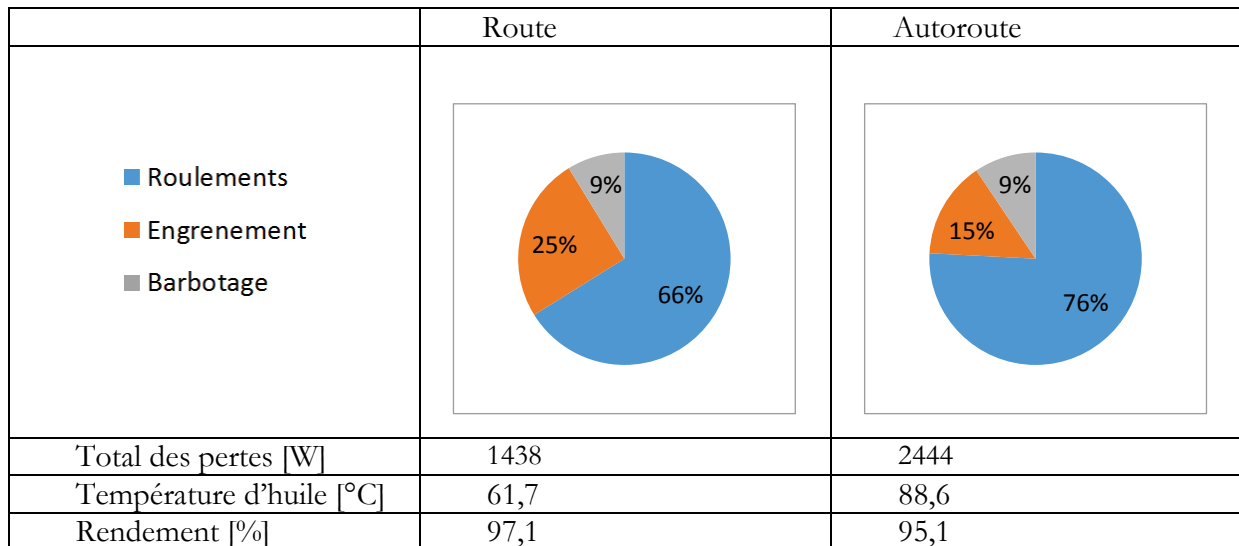


Figure 2-12 Répartition des pertes de puissance du réducteur HV, vitesse de l'air 20m/s

La Figure 2-12 montre la répartition des pertes de puissances prédite par le modèle thermomécanique. Les pertes à l'engrènement ne dépendent pas de la vitesse et représentent une part importante des pertes sur route. Enfin les roulements de l'arbre GV provoquent la majorité de l'échauffement de la transmission. En l'absence d'aération et pour le niveau d'huile choisi, les pertes par barbotage représentent moins de 10% du total.

#### a) Pertes liées à la denture

Les pertes liées au frottement denture sont calculées avec la formulation de Valex. Le coefficient de frottement a été fixé dans les paragraphes précédents à 5%. Cette valeur est représentative de ce qui est obtenu dans les boîtes de vitesses automobiles. Dans ces boîtes de vitesses les dentures ne sont pas rectifiées ni revêtues pour des raisons de coût. Elles sont finies après le taillage par une opération de rasage.

Il est possible d'améliorer le coefficient de frottement par le changement d'huile mais aussi par des finitions différentes de la surface des dents. C'est notamment ce qui est réalisé dans les transmissions de puissance aéronautiques. Il est possible en utilisant des technologies plus coûteuses (super finition, traitement DLC, additifs dans l'huile...) de faire descendre le coefficient de frottement moyen des dentures en dessous de 2% [24].

De plus comme abordé dans le Chapitre 1, les corrections de profil denture ont un impact bénéfique sur les pertes de puissance. Le Tableau 2-12 montre les pertes à l'engrènement du réducteur présenté au paragraphe 2.4.1 pour différentes hypothèses. La correction de denture choisie est un exemple réaliste pour l'application visée. Elle correspond à une correction linéaire sur 15% de la longueur de profil actif, d'une profondeur en tête de dent d'une fois la déflexion moyenne des dents dans la condition route.

Tableau 2-12 Pertes à l'engrènement pour la condition route

Pertes à l'engrènement [W]	f = 0,05	f = 0,02
Sans correction	361	144
Avec correction $\Upsilon = 1 \Gamma_p = 0.15$	283	113

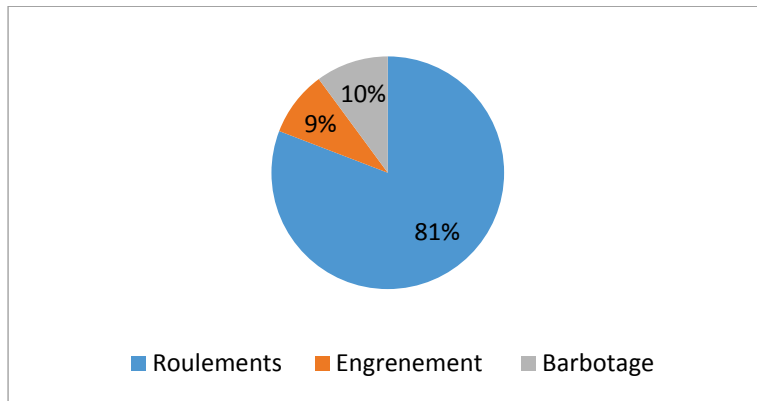


Figure 2-13 Répartition des pertes après optimisation de l'engrènement, condition route, vitesse de l'air 20m/s

Cumuler la chute du coefficient de frottement et les corrections de profil permet de diminuer la part des pertes à l'engrènement, voir Figure 2-13. Pour la condition route le gain représente 0,4% de rendement. Dans les deux cas se sont des optimisations qui ont un coût mais le gain peut être important par rapport aux technologies utilisées dans les boîtes de vitesse automobiles. L'optimisation des pertes liées à la denture n'a pas été plus poussée dans cette étude.

### b) Echauffement des roulements

Les pertes aux roulements augmentent avec la vitesse, le paragraphe 2.3.2 a montré que la majorité était imputable aux roulements de l'arbre GV. Le modèle alors utilisé était celui de SKF. La bibliographie a relevé qu'il existe aussi un second modèle plus ancien, le modèle de Harris. Dans ce modèle l'augmentation des pertes avec la vitesse est largement conditionnée par le coefficient de perte hydrodynamique  $f_0$ . Pour les roulements à contact oblique une fourchette est donnée :  $3,3 < f_0 < 6,6$ . Le choix de ce coefficient dans l'intervalle est laissé à l'utilisateur, la valeur moyenne de  $f_0 = 5$  est utilisée. La Figure 2-14 montre la différence de réponse en vitesse du modèle SKF et Harris. La tendance n'est pas la même suivant le modèle utilisé, le modèle de SKF prévoit des pertes beaucoup plus importantes à haute vitesse.

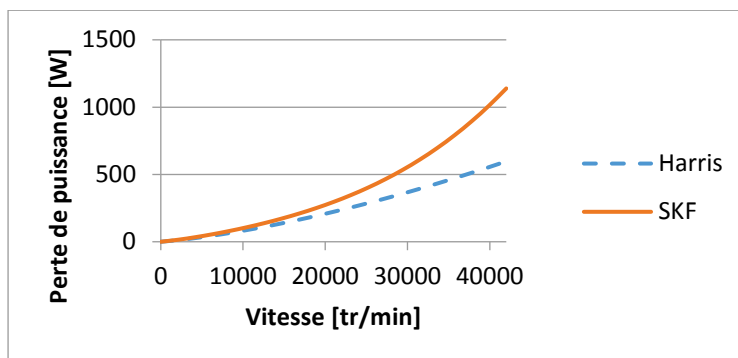


Figure 2-14 Pertes de puissance du roulement 7204c en fonction de la vitesse pour le couple d'entrée de la condition autoroute pour un roulement à 100°C

Les pertes de puissance et les températures sont couplées. La Figure 2-15 montre la température du bain d'huile et les pertes de puissance du réducteur HV données par la modélisation thermomécanique. Le coefficient de frottement denture est fixe et le barbotage est dans ce cas sur un régime d'écoulement indépendant de la température. La diminution des pertes de puissance avec la température n'est due qu'aux roulements. Le rendement augmente avec la température d'huile. Cette tendance est aussi sur la Figure 2-16 qui montre les mêmes données pour la condition route.

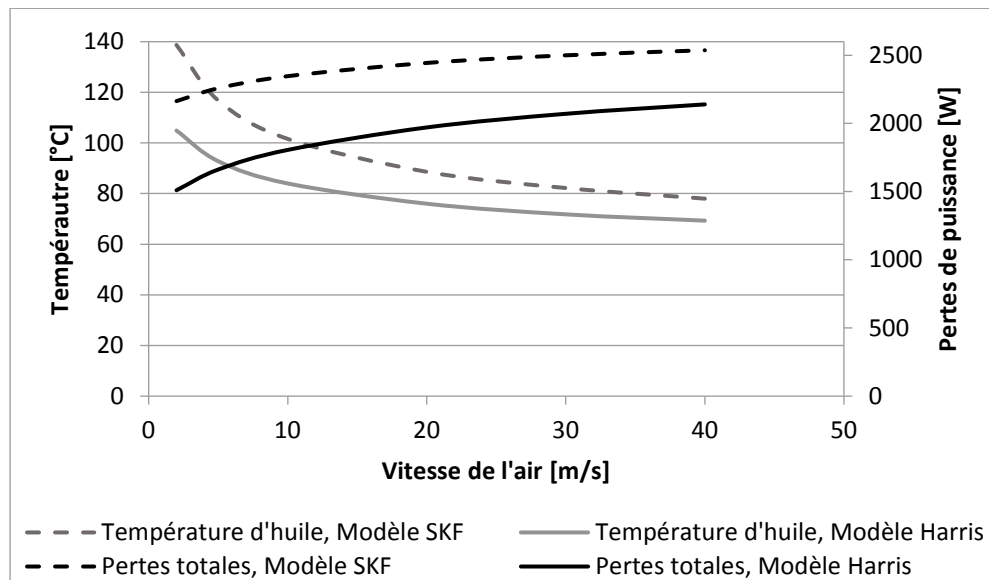


Figure 2-15 Température d'huile et pertes en fonction de la ventilation, condition autoroute

La prédiction des pertes de puissance sur route évolue de manière équivalente avec le modèle Harris et SKF, cependant sur autoroute les deux modèles donnent des résultats différents. Les pertes des roulements GV sont très importantes, et elles conditionnent le comportement thermique de la transmission haute vitesse. Il est donc nécessaire de pousser la qualité de leur estimation.

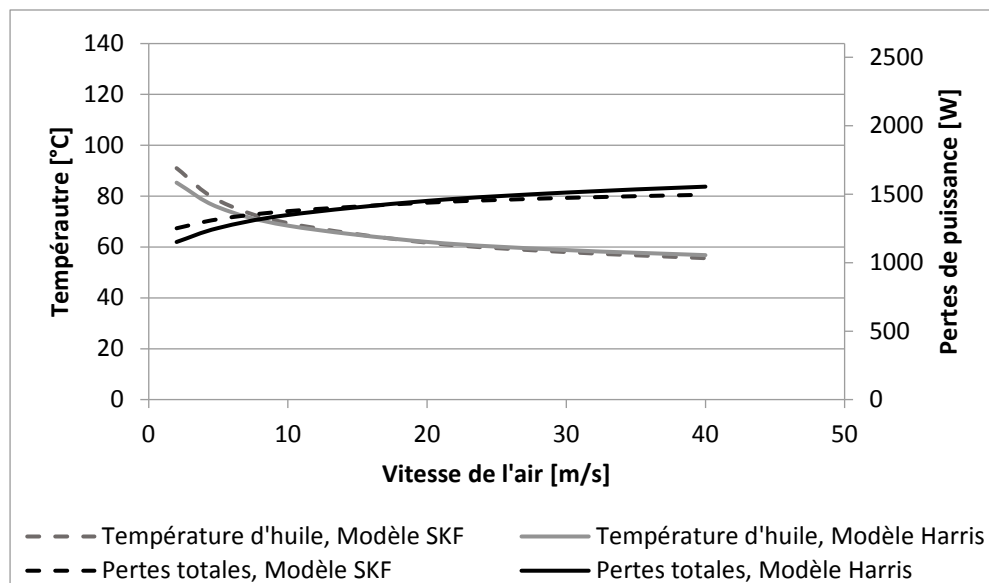


Figure 2-16 Température d'huile et pertes en fonction de la ventilation, condition route

Avec la modélisation la plus pessimiste, une ventilation de 20m/s avec de l'air à 20°C permet de maintenir l'huile en dessous de 90°C. Par sécurité et afin de pouvoir refroidir le banc d'essai il est recommandé de rajouter des blocs d'ailettes sur le carter. Pour une utilisation automobile par contre elle est réaliste, l'air extérieure pouvant être guidé jusqu'à la transmission mécanique.

Le Tableau 2-13 montre le détail de l'échauffement des roulements de l'arbre GV calculé avec le modèle de pertes de puissance le plus pessimiste. Le roulement le plus sollicité est le 7204C. Dans la pire des estimations plus de 900W sont dissipés dans cette pièce sur autoroute. Son échauffement est problématique, avec une température supérieure de 35°C à la température d'huile, le lubrifiant dans le roulement est à 125°C et risque de se dégrader. Sur autoroute le problème se pose aussi sur le 7004C. Sur route l'échauffement est moindre car la chaleur dissipée

est plus faible. Cependant la température des roulements GV reste très supérieure à la température d'huile.

Dans la modélisation thermomécanique du réducteur GV les roulements n'ont qu'une température représentant la température moyenne des éléments constituant le roulement. Le carter est plus froid que les arbres et il faut s'attendre à ce que la température du roulement ne soit pas homogène. La modélisation thermomécanique des roulements doit être améliorée.

Tableau 2-13 Perte de puissance et température des roulements de l'arbre GV, vitesse de l'air 20m/s

Autoroute		
	7204C	7004C
Perte roulement SKF [W]	934	630
Différence de température avec l'huile [°C]	35,4	26,4
Route		
	7204C	7004C
Perte roulement SKF [W]	442	281
Différence de température avec l'huile [°C]	17,5	13,6

### c) Influence de l'aération sur l'étage GV

La roue de l'étage GV tourne à vitesse élevée et est partiellement immergée dans le bain d'huile. Ce mobile aère le bain d'huile et par ce fait les pertes par barbotage augmentent. Le modèle de Leprince permet de quantifier la perte supplémentaire en partant d'une hypothèse de niveau d'aération. Le Tableau 2-14 montre les résultats du modèle thermomécanique avec et sans aération pour la condition autoroute. La perte de puissance introduite représente 0.14% de rendement en moins.

Tableau 2-14 Température d'huile et pertes par barbotage, conditions autoroute, vitesse de l'air 20m/s

	Température d'huile [°C]	Pertes par barbotage [W]
Sans aération	88,6	230
Avec aération, 25%	90,9	303

L'aération augmente largement les pertes par barbotage du système. Plus il y a de puissance dissipée dans le bain d'huile plus celui-ci voit sa température augmenter. L'aération fait passer de 9 à 12% la participation du barbotage aux pertes du réducteur HV, voir Figure 2-17.

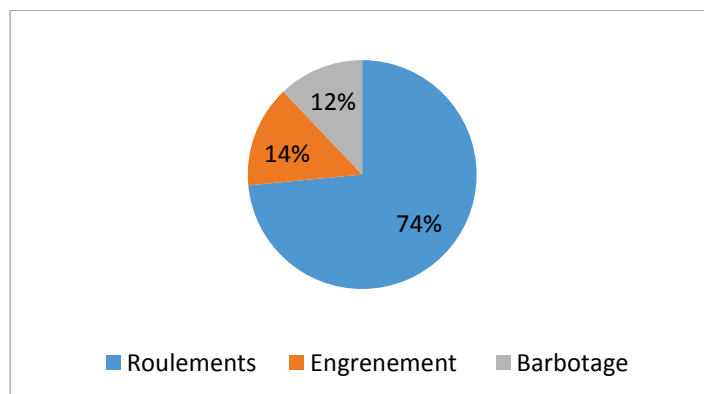


Figure 2-17 Répartition des pertes dans le cas d'une aération de 25%, condition autoroute, vitesse de l'air 20m/s

Dans le cas d'un réducteur à plusieurs étages l'aération provoquée par la roue GV impacte aussi les autres mobiles augmentant les pertes par barbotage provoquées par ceux-ci. Il serait

---

intéressant de limiter l'aération provoquée par la roue de l'étage GV et ainsi diminuer le barbotage provoqué par l'ensemble des roues.

## **2.6 Conclusion**

La conception d'un réducteur mécanique répond à un cahier des charges. Pour répondre à la demande deux conceptions reposant sur les mêmes règles de dimensionnement sont proposées. Pour réaliser le rapport de réduction de 32 en utilisant les technologies classiques deux solutions s'opposent :

- Utiliser deux trains d'engrenages et avoir des grands rapports unitaires et donc des grandes roues
- Utiliser trois trains et avoir des roues plus petites au prix d'un engrènement et de deux roulements supplémentaires

Une première comparaison du rendement des architectures a été réalisée en supposant isothermes les transmissions mécaniques. L'étude révèle que l'utilisation de deux étages permet de réduire les pertes aux engrènements et de limiter les pertes aux roulements. A haute vitesse le bain d'huile peut s'aérer, se charger d'air. Dans ce cas utiliser un troisième étage de réduction permet de diminuer le diamètre des roues et par ce biais de limiter les pertes par barbotage. Au final dans le cas le plus réaliste où il y a de l'aération, les deux architectures ont un rendement similaire. De plus la solution à trois étages est la plus compacte et la moins lourde, elle semble être la plus intéressante.

La comparaison isotherme montre aussi que l'étage GV pose problème du point de vue du rendement. Il est pour les deux architectures responsable d'une grande partie des pertes dans les roulements et par barbotage. Cela a motivé une étude plus poussée de l'étage GV du réducteur trois trains. Un projet de banc d'essai, limité à l'étage GV, a été modélisé thermo-mécaniquement à l'aide de la méthode des réseaux thermiques. Le modèle permet de coupler pertes de puissance et température.

Les pertes à l'engrènement sont très dépendantes du coefficient de frottement denture. Ce coefficient peut être optimisé en utilisant des technologies qui ne sont pas actuellement utilisées en automobile comme par exemple la superfinition, ou encore des traitements physico-chimiques de surface des dentures. De plus les corrections de profil de denture permettent aussi d'optimiser encore le rendement. Ce sont des solutions coûteuses mais un gain non négligeable est accessible.

L'étude révèle deux problématiques. La première est liée aux roulements de l'arbre GV. A grande vitesse sur autoroute ils provoquent beaucoup de pertes de puissance quel que soit le modèle de perte de puissance utilisé. Leur échauffement devient critique. Ils sont dans le modèle représentés par une seule température. Ce choix de modélisation gomme le gradient de température dans le roulement. Le chapitre 3 s'attachera à améliorer la prédiction des pertes aux roulements GV et à investiguer les gradients de température internes à ces paliers très sollicités.

La seconde problématique concerne les pertes par barbotage provoquées par la roue GV. Elles sont importantes à cause de la grande vitesse de rotation. Cette roue tourne à grande vitesse dans un bain d'huile à haute température. Elle provoque l'aération de l'huile. Cette aération dégrade le rendement de la transmission au complet augmentant les pertes par barbotage des roues moyenne et basse vitesse. Le chapitre 4 s'attachera à proposer et étudier une méthode pour réduire à la fois les pertes par barbotage mais aussi l'aération créée par la roue GV.

---

## Chapitre 3

# Etude des roulements Grande Vitesse

---

## 3.1 Introduction

Ce chapitre expose le travail mené sur la modélisation thermomécanique des roulements portant l'arbre d'entrée du réducteur. Les modèles disponibles dans la bibliographie permettent d'affirmer que ces roulements génèrent une fraction importante des pertes de puissance. Dans le chapitre 2 les roulements sont considérés isothermes, or leur fort échauffement laisse penser que cette hypothèse n'est pas valide. Pour compléter l'analyse des roulements un modèle thermomécanique local est exposé et analysé.

Le modèle thermomécanique local se compose de deux choses : un modèle de perte de puissance locale et un réseau thermique représentant les échanges thermiques dans les roulements. Cette modélisation impose de connaître très précisément la localisation des pertes de puissance à l'intérieur du roulement.

Aucune mesure de perte de puissance n'a été faite sur les roulements GV pendant cette étude. Cependant des expérimentations seront réalisées dans le futur. Elles permettront d'avoir accès au couple de frottement global du roulement mais pas à la répartition des pertes. Un modèle de pertes aux roulements de type SKF pourra être recalé à la manière de Fernandes et al. [33]. Le modèle thermomécanique local est simplifié pour être utilisé avec une modélisation globale des pertes dans le roulement.

La modélisation thermique fine des roulements a un impact sur la prédiction du comportement thermique global des réducteurs mécaniques. En effet les roulements s'intercalent directement entre les arbres et le carter et s'opposent donc au flux de chaleur provenant des mobiles. Cette évolution de comportement thermique sera investiguée sur la modélisation d'un banc d'essai FZG et sur le modèle de l'étage GV présenté au Chapitre 2.

---

## 3.2 Modélisation des pertes de puissances

Les roulements de l'arbre GV produisent beaucoup de pertes de puissance. Pour affiner la prédiction des pertes de puissance, un modèle de roulement a été développé, il est nommé modèle local. Plusieurs sources de perte de puissance ont été identifiées dans un roulement tournant à grande vitesse :

- le frottement dans les contacts
- la résistance au roulement hydrodynamique dans les contacts
- les cisaillements d'huile entre la cage et les billes
- la traînée aérodynamique des billes

La modélisation de chaque phénomène est présentée dans ce sous chapitre, enfin les pertes de puissance aux roulements seront comparées avec les résultats donnés par les modélisations globales de SKF et de Harris présentées dans le chapitre 1.

---

### 3.2.1 Présentation du modèle de pertes aux contacts

Les pertes aux contacts billes/bagues ont pour origine deux phénomènes. Le premier est le glissement qui a lieu dans la zone de contact. Pour évaluer le frottement et les pertes associées un modèle cinématique de roulement est utilisé [29]. Ce modèle est produit par NTN-SNR. A l'origine ce modèle ne prend pas en compte le second phénomène qui est la résistance au roulement, créée par le cisaillement de l'huile à l'entrée des contacts.



Dans un premier temps, NTN-SNR détermine les lois rhéologiques permettant de déterminer les coefficients de frottement au contact lubrifié entre bille et bague. Pour se faire de nombreux essais sont réalisés avec un tribomètre en faisant varier le taux de glissement, la vitesse de roulement, la pression, mais aussi la température. Pour interpoler les résultats, une loi de frottement incluant 8 constantes caractéristiques du lubrifiant, est établie.

Dans un deuxième temps, les différentes vitesses des billes sont calculées avec un modèle cinématique. Afin de gérer les contacts, l'ellipse de Hertz est discrétisée en tranches (Figure 3-1). Sur chacune de ces tranches, un coefficient de frottement est calculé à partir de la loi précédemment établie. Une boucle est réalisée et le modèle, en couplant les frottements locaux et la cinématique, converge vers l'équilibre mécanique des billes (Figure 3-2).

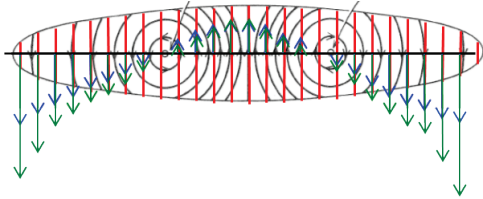


Figure 3-1 Schéma de l'ellipse de Hertz discrétisée en tranches les vecteurs représentent les forces de frottement tangentiels en bleu et les vitesses de glissement locales en vert

Enfin grâce à la connaissance des coefficients et des vitesses de frottement ainsi que des efforts, la puissance dissipée par chaque tranche est calculée. La puissance totale dissipée dans un contact étant la somme des puissances locales.

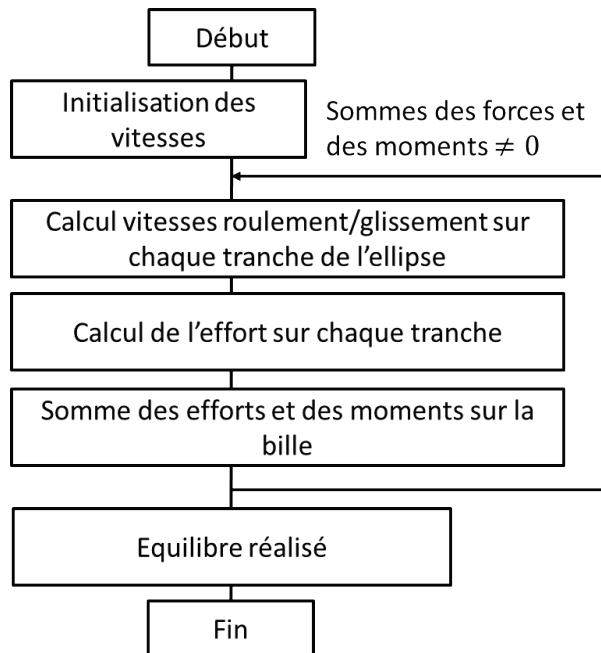


Figure 3-2 Principe de résolution de l'équilibre des billes

Ce modèle permet d'avoir accès à la perte par frottement entre chaque bille et chaque bague du roulement. Il permet aussi de connaître les paramètres cinématiques et les déformations aux contacts.

Aux contacts billes/bagues il n'y a pas qu'une perte par frottement. Il est nécessaire d'ajouter un second terme. A l'entrée du contact, l'huile s'accumule et forme un coin (voir Figure 3-3). L'écrasement et l'éjection de ce lubrifiant est à l'origine du frottement par roulement

hydrodynamique. Cette source de perte vient impacter l'équilibre mécanique du roulement, cependant le modèle de NTN-SNR ne prend pas en compte ce phénomène.

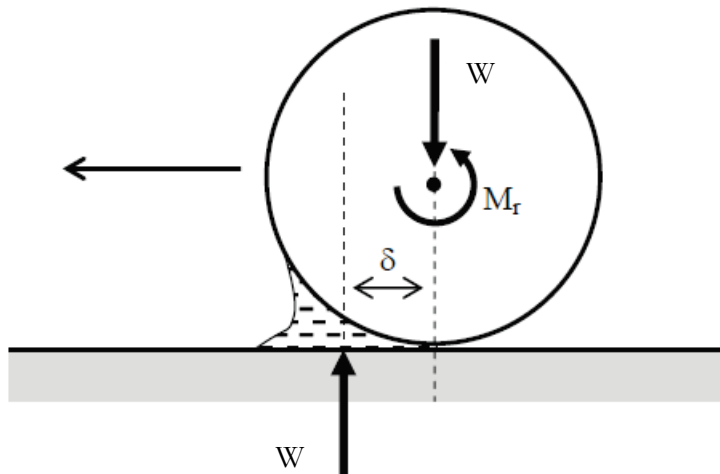


Figure 3-3 Schématisation du phénomène de la résistance au roulement hydrodynamique

La résistance au roulement est caractérisée par une distance ici appelée  $\delta$  (Figure 3-3). Grâce à une intégration numérique Tevaarwerk [79] propose pour un contact EHL la formulation suivante :

$$\delta = a[4.45(G^*)^{0.022}(W^*)^{-0.87}(U^*)^{0.66}(b/a)^{0.91}] \quad 3.1.$$

Ainsi la perte de puissance par roulement hydrodynamique dans un contact s'exprime sous la forme :

$$Q_{roulementhydro} = W. (\omega_1 + \omega_2). \delta \quad 3.2.$$

Avec :

- $Q_{roulementhydro}$  perte de puissance par roulement hydrodynamique [W]
- $\delta$  décalage du centre d'application de charge [m]
- $W$  charge normale au contact [N]
- $\omega_1$  vitesse de rotation du solide 1 par rapport au contact [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]
- $\omega_2$  vitesse de rotation du solide 2 par rapport au contact [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]
- $G^*$  paramètre adimensionné de matériau [-]
- $U^*$  paramètre adimensionné de vitesse [-]
- $W^*$  paramètre adimensionné de charge [-]
- $a$  demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens du roulement [m]
- $b$  demi-axe de l'ellipse de contact dans le sens perpendiculaire du roulement [m]

### 3.2.2 Perte de puissance aux contacts cage/billes

Pour maintenir l'espacement des billes dans le roulement, les billes sont maintenues dans une cage. La cage sert à maintenir un espace régulier entre les billes. Hors application spécifique elle est le plus souvent portée et guidée par les billes.

Les billes et la cage sont séparées par un film d'huile qui est cisailé comme dans un palier hydrodynamique. Le couple de frottement induit par un palier fluide court et peu chargé peut s'exprimer sous la forme [29], [80]–[82]:

$$C_f = \frac{2\mu L \pi R^3 \Delta\omega}{Jr} \quad 3.3.$$

Où :

- $C_f$  couple de frottement d'un palier fluide [N.m]
- $\mu$  viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]
- $L$  longueur du palier [m]
- $R$  rayon moyen du palier [m]
- $\Delta\omega$  différence de vitesse angulaire au sein du palier [rad.s<sup>-1</sup>]
- $Jr$  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 une 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 :

$$Q_{\text{cage/bille}} = \frac{2Z\mu e_c \pi R^3 [\omega_b \cos(\beta_c)]^2}{Jr} \quad 3.4.$$

Où :

- $Q_{\text{cage/bille}}$  perte de puissance au contact cage/bague [W]
- $\omega_b$  vitesse de rotation propre de la bille [rad.s<sup>-1</sup>]
- $e_c$  épaisseur de la cage [m]
- $R$  rayon de bille [m]
- $\beta_c$  inclinaison de l'axe de rotation de la bille par rapport à l'axe de rotation du roulement [rad]
- $Z$  nombre de billes [-]

Cette formulation a été appliquée aux roulements de l'arbre GV du réducteur étudié. D'après la formule la perte de puissance augmente avec la vitesse et la viscosité. Pour les roulements 7204C étudiés à 42000 tr/min, lubrifier par une huile à 40°C (pour maximiser l'effet de la viscosité) la perte calculée est de moins de 2W. Il a été décidé de négliger cette source de dissipation thermique.

### 3.2.3 Perte de puissance par traînée aérodynamique

A grande vitesse de rotation le fluide interne des roulements est fortement cisailé. Les billes se déplacent dans un brouillard d'huile et provoquent des pertes par traînée aérodynamique. L'huile est sous forme de gouttes dans l'air. La dissipation de puissance associée peut s'exprimer sous la forme suivante [29] :

$$Q_{\text{traînée}} = Z \frac{\rho_{\text{eff}} C_D A}{2} \left( \frac{\omega_m d_m}{2} \right)^3 \quad 3.5.$$

$$A = D \left( \frac{\pi D}{4} - e_c \right) \quad 3.6.$$

Où :

- $Q_{\text{traînée}}$  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]
- $\omega_m$  vitesse orbitale de la bille par rapport au carter [rad.s<sup>-1</sup>]
- $\rho_{eff}$  densité équivalente du brouillard d'huile [kg.m<sup>-3</sup>]

Dans [29] Harris utilise le coefficient de traînée d'une sphère isolée dans un milieu infini. Il ne prend pas en compte la cage, les bagues et l'influence des autres billes. La Figure 3-4 montre l'évolution du coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds suivant :

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad 3.7.$$

Où :

- $V$  vitesse d'écoulement du fluide par rapport au solide [m.s<sup>-1</sup>]
- $\nu$  viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s]

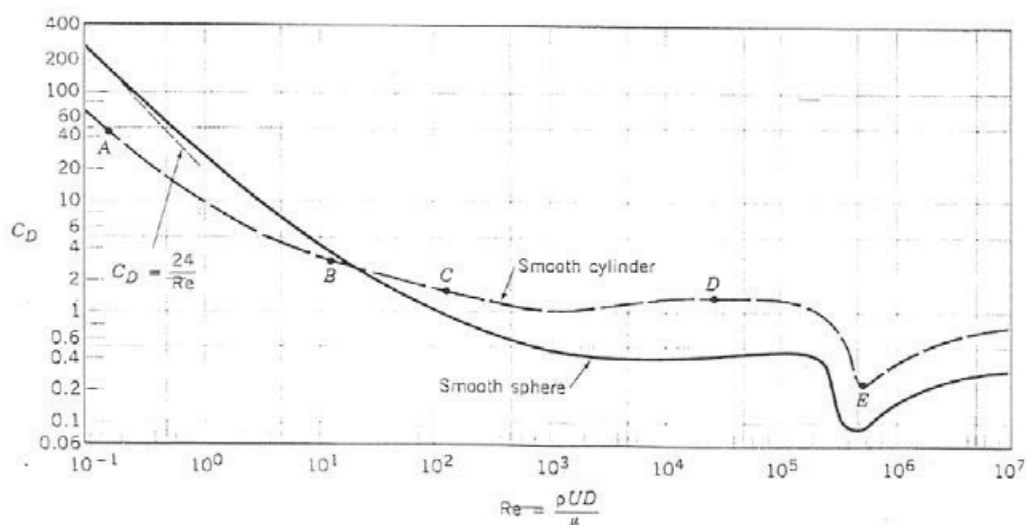


Figure 3-4 Evolution du coefficient de traînée d'une sphère et d'un cylindre isolés en fonction du nombre de Reynolds

F.Pouly [83] et Y.Marchesse [84] ont étudié l'influence des autres billes sur le coefficient de traînée. Ils montrent que le rapport de l'espace entre les billes à leur diamètre a un fort impact sur le  $C_D$ . Pour un rapport proche de un, ils concluent que prendre 20% du coefficient d'une bille dans un milieu infini est une bonne approximation.

Pour calculer la perte par traînée aérodynamique il faut aussi connaître les caractéristiques du fluide se trouvant dans le roulement. Ce fluide est un brouillard d'huile dont les caractéristiques sont très dépendantes de la fraction d'huile dans l'air. Pouly [83] montre que la relation suivante donne de bons résultats pour déterminer la fraction d'huile dans le roulement :

$$X.C_D = 28,3 \frac{\dot{m}_{oil}^{0,37}}{\rho_{oil}^{0,37} \cdot \omega_m d_m^{1,7}} \quad 3.8.$$

Où :

- $X$  fraction d'huile dans le roulement [-]
- $C_D$  coefficient de traînée d'une bille [-]
- $\dot{m}_{oil}$  débit massique de lubrifiant [kg/s]

- $\rho_{oil}$  masse volumique du lubrifiant [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]
- $d_m$  diamètre moyen du roulement [m]

Cette formulation implique de connaître le débit de lubrifiant arrivant dans le roulement. Pour l'instant aucun prototype de l'étage GV n'a été mis au point. Pour minimiser la traînée il faut qu'un minimum d'huile arrive dans le roulement. Cependant il en faut suffisamment pour la lubrification. Dans le chapitre 2 les roulements sont lubrifiés par un débit de 5ml/s. Pour le roulement 7204c de l'arbre d'entrée l'application de la formule 3.8 donne des fractions volumiques de 0,17 et 0.11 respectivement sur route et autoroute. L'évolution des caractéristiques du brouillard d'huile en fonction de la fraction X d'huile dans l'air est exposée dans l'annexe 1.

### 3.2.4 Exploitation des modèles locaux

Plusieurs approches pour calculer les pertes de puissance dans un roulement ont été présentées jusqu'ici : deux modélisations globales présentées dans le sous-chapitre 1.4 ainsi que l'approche locale dans ce chapitre. La Figure 3-5 présente les pertes calculées pour le plus gros roulement de l'arbre GV. Comme vu sur la Figure 2-14, pour les plus hautes vitesses le modèle SKF prédit des pertes beaucoup plus importantes que le modèle Harris. La modélisation globale retranscrit aussi cette tendance, en passant de 28000 tr/min à 42000 tr/min, le 7204C voit ses pertes doublées. Le modèle Harris n'a pas le même comportement face à la vitesse.

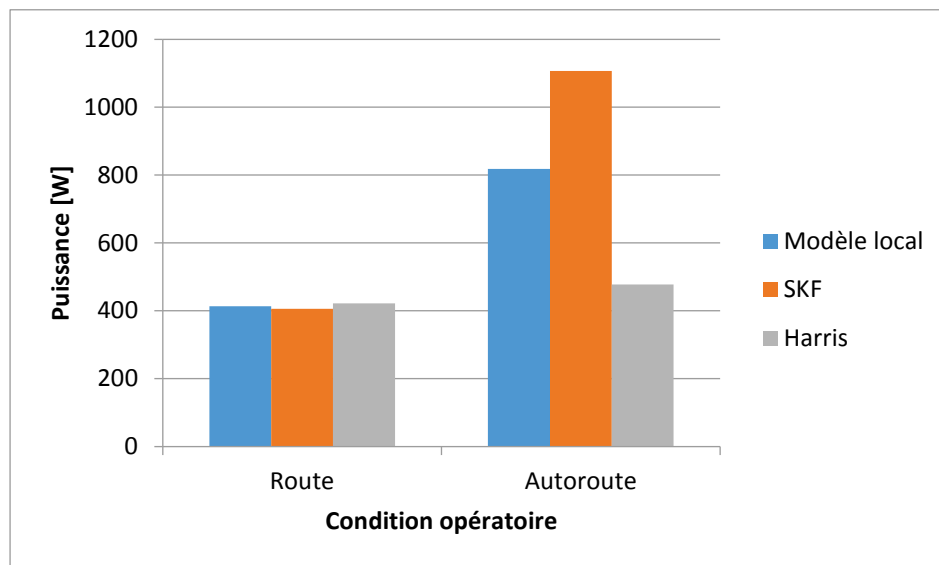


Figure 3-5 Perte de puissance du roulement 7204C calculées avec la modélisation local, le modèle de SKF et de Harris pour une huile à 100°C

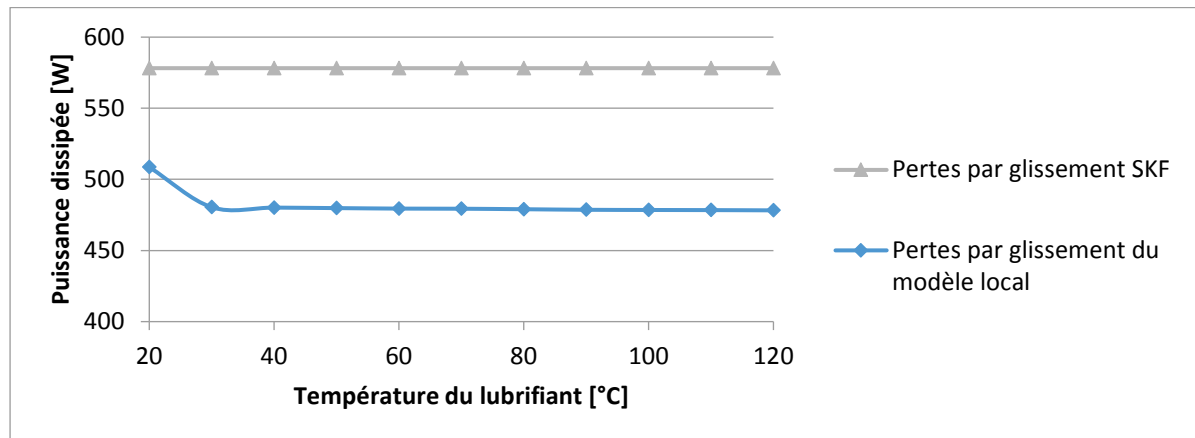
#### 3.2.4.1 Sensibilité à la température des pertes de puissance dans les roulements GV

Le modèle de perte locale est composé par trois sources de pertes de puissance, deux pour les contacts et une pour calculer la traînée des billes. L'approche adoptée montre deux similitudes avec le modèle SKF présenté au Chapitre 1. Elle différencie les pertes dues au glissement et à la résistance au roulement.

La Figure 3-6 montre la comparaison entre les pertes par glissement calculées par le modèle local et par la méthode SKF. Les deux méthodes montrent des pertes du même ordre de grandeur, mais les tendances sont différentes. Cette différence vient du coefficient de frottement : dans le modèle SKF il est indépendant de la température et fixé à une valeur donnée par le

catalogue, dans le modèle local il est calculé avec une loi de frottement semi empirique qui prend en compte les paramètres des contacts.

a)



b)

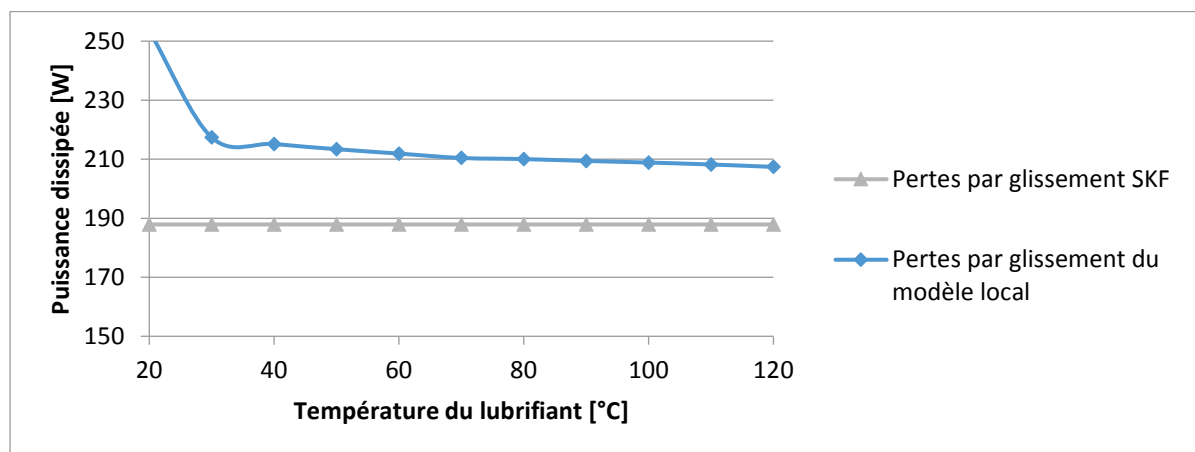


Figure 3-6 Comparaison des pertes par glissement, roulement 7204 cas a) autoroute b) route

La Figure 3-7 montre la comparaison entre les pertes par roulement calculées avec la formule de Tevaarwerk et par la méthode SKF. Les courbes montrent la même dépendance à la température. Cette tendance vient du facteur  $\nu^{0.6}$  présent dans les deux formulations. Les pertes par roulement hydrodynamique par les deux méthodes sont comparables pour les plages de température de fonctionnement visées.

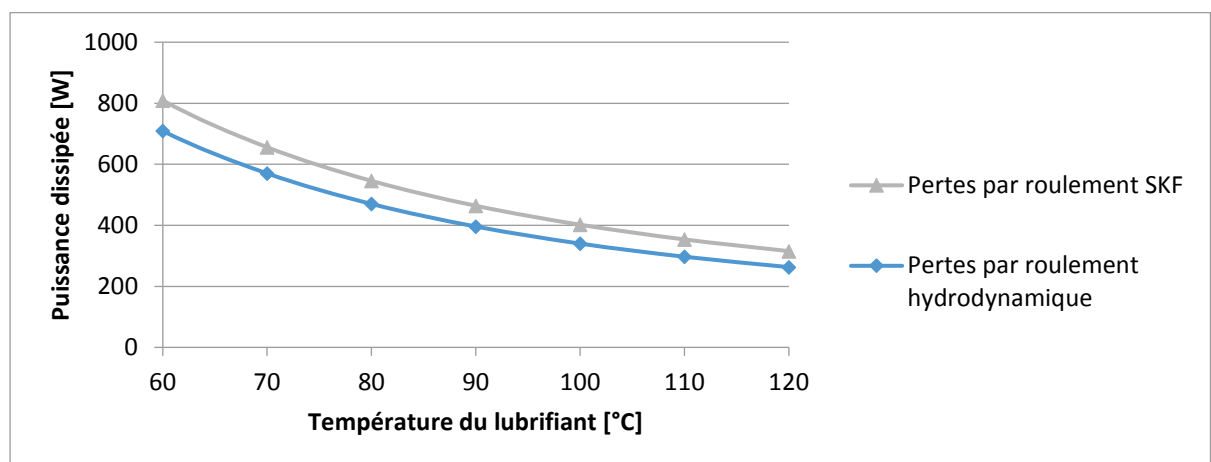


Figure 3-7 Comparaison des pertes par roulement, roulement 7204 cas autoroute

Enfin, la traînée aérodynamique des billes est calculée par le modèle local,. Ces pertes sont représentées sur la Figure 3-8. Cette source de perte de puissance est relativement faible par rapport aux pertes aux contacts. Bien que le produit ( $N \cdot dm$ ) du 7204 de l'étage GV soit de 1,4 million, les éléments roulants ont un faible diamètre (7mm environ). Avec la température, la densité de l'huile présente dans le brouillard diminue et modifie légèrement les pertes par traînée.

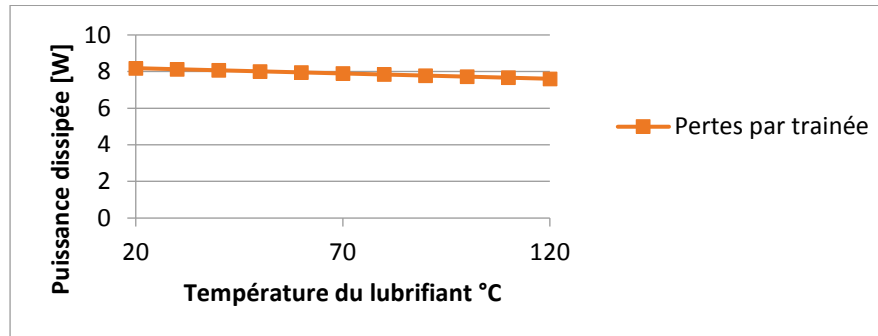


Figure 3-8 Pertes par traînée aérodynamique, roulement 7204 cas autoroute

Les roulements GV sont lubrifiés par un filet d'huile amené par une goulotte, ce mode de lubrification se rapproche de l'injection. Le modèle de perte de puissance de SKF propose de calculer la perte engendrée par la lubrification par injection en doublant les pertes par barbotage d'un roulement faiblement immergé. De plus le débit d'injection n'a pas d'impact dans le calcul. Les pertes prédites par cette méthode sont très supérieures à celles obtenues avec le modèle local (cf Figure 3-9). Aucune borne d'application n'est donnée mais cette méthode ne semble pas cohérente pour les grandes vitesses.

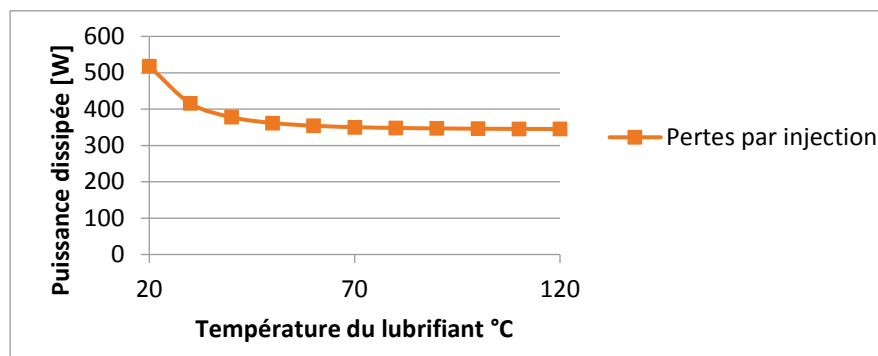


Figure 3-9 Pertes par injection SKF, roulement 7204 cas autoroute

Les pertes dans les contacts billes/bagues sont majoritaires. Pour cette source de chaleur le modèle local et le modèle SKF ont les mêmes tendances. Chacun calcule des pertes par frottement et des pertes par roulement hydrodynamique. Le modèle SKF utilise un coefficient de frottement qui conditionne les pertes par glissement, celui-ci est donné par le catalogue de manière indicative selon le type de roulement et le type d'huile (synthétique ou minérale). Ce même coefficient est, dans le modèle local, calculé avec des essais. En recalant le coefficient de frottement, le modèle SKF peut donner des totaux de pertes de puissance proches de ceux prédits avec l'approche locale. Cependant à la différence du modèle SKF cette approche permet de calculer la localisation des pertes de puissance dans le roulement.

### 3.2.4.2 Localisation des sources de chaleur à l'intérieur du roulement

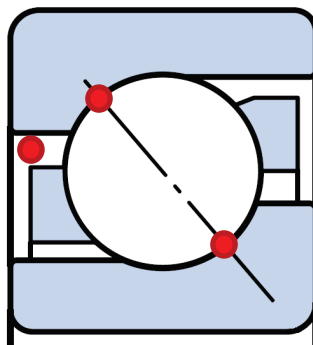


Figure 3-10 Localisation des pertes de puissance dans un roulement à contact oblique

La puissance est dissipée au sein d'un roulement en plusieurs endroits (cf Figure 3-10). La perte par trainée aérodynamique est dissipée dans le brouillard interne au roulement de manière axisymétrique.

Les pertes aux contacts sont par définition localisées à chacun des contacts entre billes et bagues. Les géométries des pistes de roulement intérieure et extérieure sont différentes. Les pertes aux contacts ne sont pas équi-réparties entre la bague intérieure et extérieure. Un exemple est donné Figure 3-11.

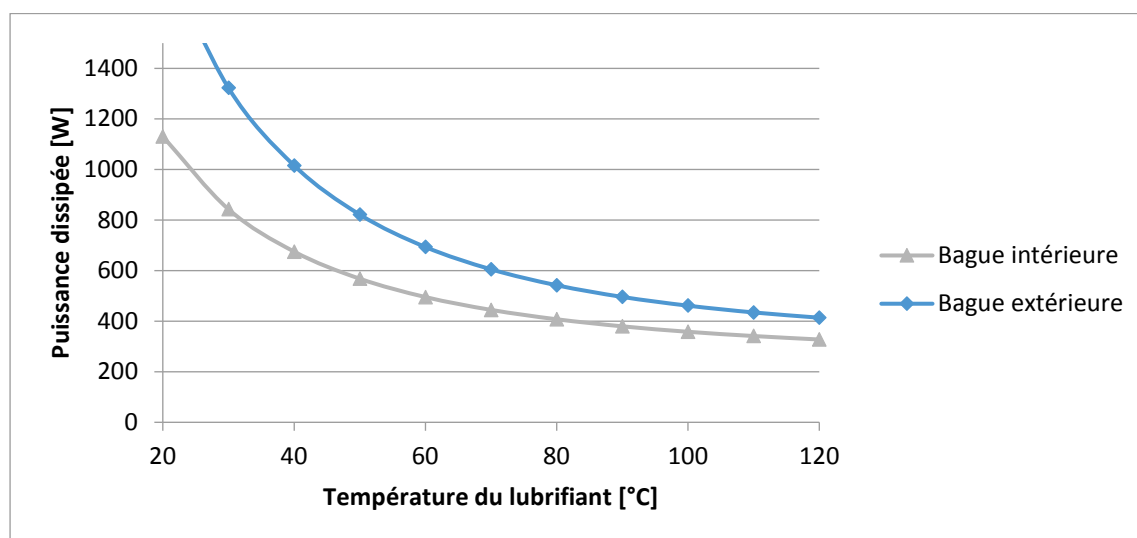


Figure 3-11 Pertes aux contacts billes/bague intérieure et billes/bague extérieure, roulement 7204 condition autoroute

De plus les roulements GV voient deux types d'effort, l'un radial dû au couple transmis et un autre axial dépendant de la précharge, de l'angle de contact du roulement, et du couple transmis par l'intermédiaire de l'angle d'hélice du pignon. Cela est surtout sensible pour les 7004 de l'arbre GV. Le chargement des contacts dépend alors de la position des éléments roulants, voir Figure 3-12.



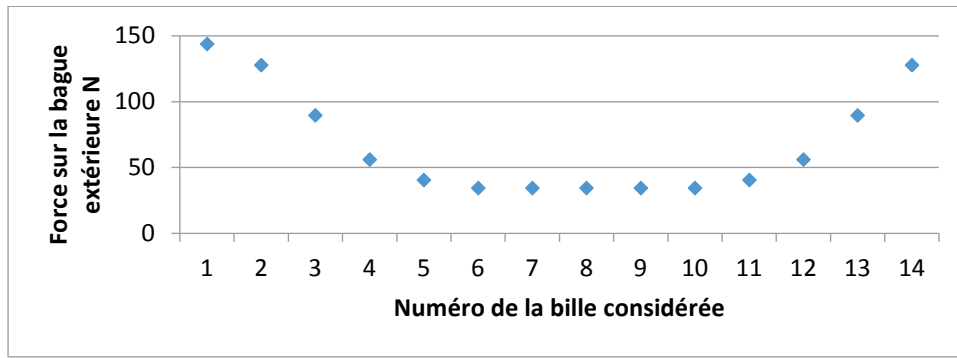


Figure 3-12 Chargement des contacts billes/bagues, roulement 7004 condition autoroute

Les chargements étant différents les conditions de contact le sont aussi. Les pertes aux contacts ne sont donc pas axisymétriquement réparties dans le roulement. Cela a un impact différent selon la bague considérée.

Dans le cas d'un réducteur, c'est la bague intérieure qui voit tourner l'effort. Cela veut dire que la piste de roulement intérieure voit passer la zone de charge à chaque révolution. Moyennée dans le temps, il n'y a donc pas de zone de dissipation préférentielle sur la bague intérieure. A l'inverse la bague extérieure est fixe par rapport à l'effort. Il y a donc une partie de la piste extérieure qui est plus chargée. Il y a donc une zone de la bague extérieure qui reçoit plus de chaleur, les billes de 1 à 4 et 11 à 14 sur la Figure 3-13. Cette zone aura tendance à s'échauffer plus que la partie moins chargée de la bague extérieure.

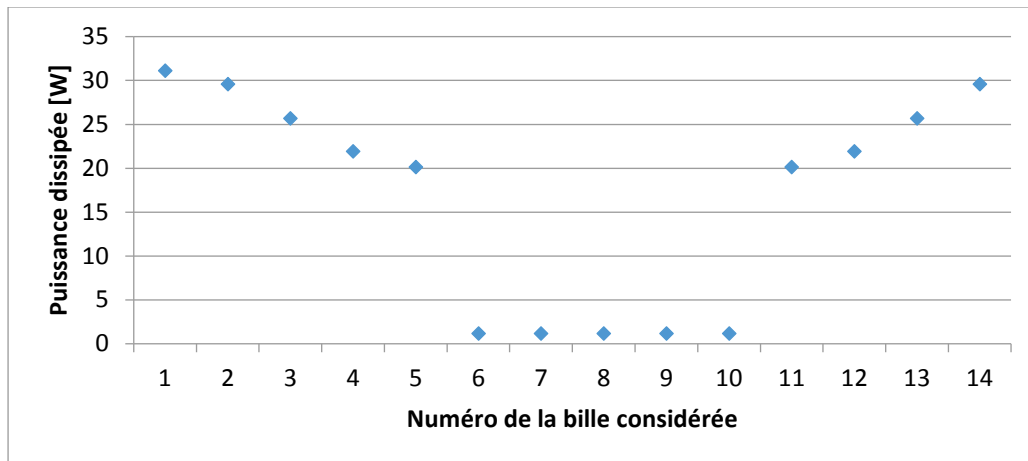


Figure 3-13 Pertes aux contacts billes/bague extérieure, roulement 7004 condition autoroute à 90°C

Il y a une forte discontinuité entre les billes 5/6 et 10/11. Pour le cas de charge autoroute, le 7004 voit 4,5 fois plus de charge radiale que de charge axiale. Les billes 6 à 10 décollent de la bague intérieure et ne transmettent plus de charge. Les contacts entre les billes et la bague extérieure sont alors légèrement chargés par les efforts centrifuges et non plus par la précharge.

## 3.3 Modélisation thermique

### 3.3.1 Modélisation fine utilisant les données de pertes de puissance locales

#### 3.3.1.1 Le réseau thermique d'approche à 8 nœuds

L'idée du réseau thermique d'approche est de reproduire finement le comportement thermique des roulements. Ceux-ci provoquent des pertes de puissance importantes dans les transmissions par engrenages. De plus l'arbre GV est dans les premières simulations à des températures beaucoup plus élevées que le carter. Ceci laisse penser que la bague intérieure des roulements GV est beaucoup plus chaude que la bague extérieure, ce qui peut avoir une influence sur le comportement thermique global du réducteur.

Le réseau thermique d'approche se base sur les travaux de F.Pouly [83] et A.Neurouth [85]. Cependant dans notre cas le roulement ne voit pas seulement un effort axial mais aussi radial. De plus le roulement n'est pas lubrifié par un jet d'huile mais par des projections d'huile. Cette huile se mélange au brouillard présent dans le roulement et est supposée ressortir à la même température que celui-ci. Les pertes par cisaillement d'huile entre les billes et la cage sont négligées (voir paragraphe 3.2.2), la cage ne représente donc pas une source de chaleur et aucun nœud ne lui est attribué.

La bague intérieure est supposée isotherme. A l'inverse de celle-ci la bague extérieure est fixe par rapport à l'effort radial. Dans le paragraphe précédent nous avons vu que cet effort provoque une zone de dissipation préférentielle. De plus cette zone préférentielle de charge influe aussi sur les caractéristiques dimensionnelles des contacts, voir Figure 3-14, et donc sur les échanges thermiques par conduction entre les billes et les bagues. Pour prendre en compte le phénomène il a été décidé d'utiliser deux nœuds pour la bague extérieure des roulements, l'un correspondant à la zone de charge et l'autre à la partie du roulement la moins chargée. Les deux parties de la bague extérieure sont reliées avec une résistance de conduction.

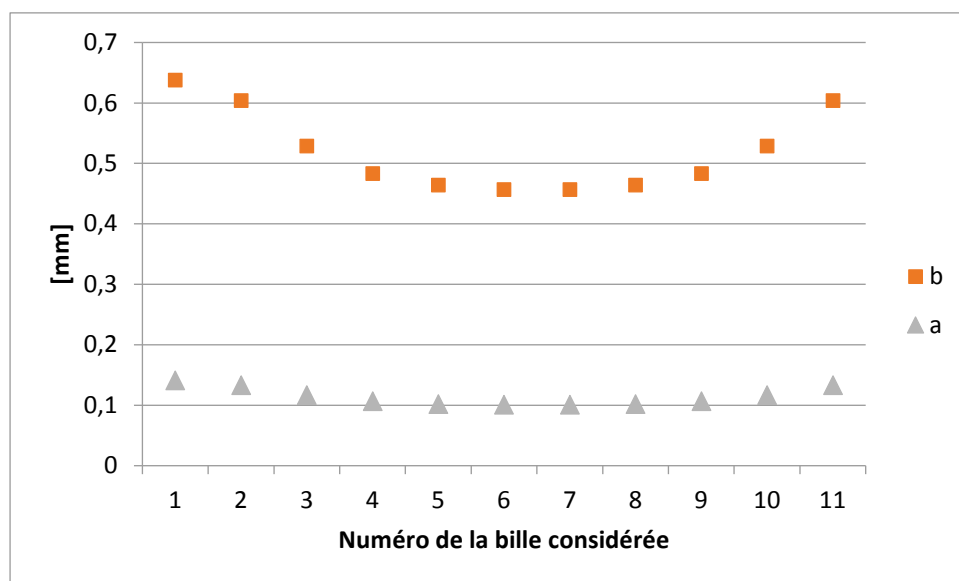


Figure 3-14 Taille des contacts billes/bague extérieure, roulement 7204 condition autoroute

La liste des éléments considérés dans le réseau thermique d'approche est présentée dans le Tableau 3-1, les résistances thermiques utilisées dans le Tableau 3-2 et le réseau thermique sur la Figure 3-15. Les nœuds du roulement sont désignés avec des chiffres. Les nœuds appartenant au réseau thermique du réducteur le sont avec des lettres, ces nœuds sont communs aux deux réseaux.

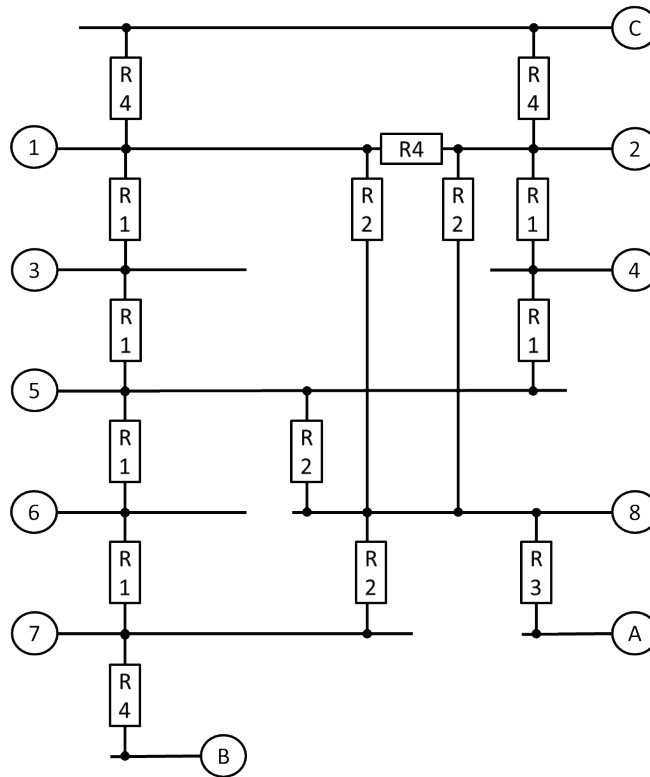


Figure 3-15 Réseau thermique d'approche

Tableau 3-1 Liste des nœuds du réseau thermique d'approche

1	Moitié la plus chargée de la Bague Extérieure
2	Moitié la moins chargée de la Bague Extérieure
3	Contacts Bague Extérieure la plus chargée / Billes
4	Contacts Bague Extérieure la moins chargée / Billes
5	Billes
6	Contacts Bague Intérieure / Billes
7	Bague Intérieure
8	Brouillard d'huile
A	Bain d'huile
B	Arbre portant le roulement
C	Carter portant le roulement

Tableau 3-2 Liste des résistances thermiques utilisées dans le réseau thermique d'approche

R1	Résistance de striction
R2	Résistance de convection avec le brouillard d'huile
R3	Résistance de transport avec le bain d'huile
R4	Résistance de conduction

Les pertes de puissance par traînée aérodynamique sont injectées dans le nœud correspondant au brouillard d'huile. Les pertes aux contacts sont calculées et imposées aux nœuds 3, 4 et 6.

### 3.3.1.2 Description des résistances thermiques

#### a) Résistance de convection entre les billes et le brouillard d'huile

L'échange entre les billes et le brouillard d'huile est traduit par une résistance de type sphère dans un milieu infini [83], l'influence du confinement n'est pas prise en compte. Les caractéristiques du brouillard d'huile sont calculées de la même manière que dans le paragraphe 3.2.3. La vitesse du fluide est considérée égale au rayon moyen du roulement fois la vitesse de rotation de la cage.

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad 3.9.$$

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{a_d} \quad 3.10.$$

Avec

- $V$  Vitesse du fluide [m/s]
- $D$  Diamètre de la bille [m]
- $\nu$  viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s]
- $a_d$  diffusivité thermique du fluide [m<sup>2</sup>/s]

$$Nu = (1.2 + 0.53 * Re^{0.54}) * Pr^{0.3} * \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_p}\right)^{0.25} \quad 3.11.$$

Avec

- $Nu$  nombre de Nusselt
- $\mu_{\infty}$  viscosité dynamique du fluide hors de la couche limite [Pa.s]
- $\mu_p$  viscosité dynamique du fluide à la paroi de la sphère [Pa.s]

#### b) Résistance de convection entre les pistes de roulement et le brouillard d'huile [72]

A l'échelle du roulement, les courbures des bagues et de la cage peuvent être négligées [30], les coefficients de convection sont calculés avec une expression du nombre de Nusselt dans le cas d'un fluide en convection forcée tangentielle sur une plaque [86]. Les caractéristiques du brouillard d'huile sont calculées de la même manière que dans le paragraphe 3.2.3.

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * L}{\nu} \quad 3.12.$$

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{a_d} \quad 3.13.$$

Avec

- $V_\infty$  vitesse du fluide hors de la couche limite [m/s]
- $L$  longueur de la plaque, ici  $\pi$  fois le diamètre de la surface considérée [m]
- $\nu$  viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s]
- $a_d$  diffusivité thermique du fluide [m<sup>2</sup>/s]

$$\text{Pour } \begin{cases} Re < 5 * 10^5 \\ Pr > 0.6 \end{cases} \quad Nu = 0,664 * Re^{1/2} * Pr^{1/3} \quad 3.14.$$

$$\text{Pour } \begin{cases} 5 * 10^5 < Re \\ Pr > 0.6 \end{cases} \quad Nu = (0,037 * Re^{0,8} - 871) * Pr^{1/3} \quad 3.15.$$

Avec

- $Nu$  nombre de Nusselt

Il est nécessaire de calculer la vitesse hors de la couche limite. Pour ce faire, la vitesse est définie ainsi :

- Pour la bague extérieure, la vitesse tangentielle des billes au diamètre moyen du roulement par rapport au carter
- Pour la bague intérieure, la différence de vitesse tangentielle entre les billes et le diamètre moyen de la piste de roulement intérieure.

### c) Résistance thermique de conduction dans la bague extérieure

Les deux parties de la bague extérieure sont reliées par deux résistances de conduction en parallèle. La courbure de la bague est négligée. La corrélation suivante a été utilisée, elle représente la résistance de conduction équivalente entre les deux parties du roulement :

$$R_{th} = \frac{\pi d_m}{kS} * \frac{1}{2} \quad 3.16.$$

Avec

- $d_m$  Diamètre moyen de la bague [m]
- $k$  Conductivité thermique de la bague [m]
- $S$  Section de la coupe axiale de la bague [m<sup>2</sup>]

### d) Résistance thermique de striction pour un contact elliptique

Au contact billes-bague, la chaleur est générée sur une très faible aire qui correspond à la zone de contact de Hertz. Le flux de chaleur passe par cette très faible surface et se diffuse dans l'élément. Le phénomène est traduit par une résistance de striction [83]. A la différence du cas de la striction de la zone d'engrènement le contact n'est pas linéique mais elliptique. H.Block réussit à exprimer cette résistance thermique [76] pour un nombre de Peclet supérieur à 10 [87]. Pour un nombre de Peclet inférieur à l'unité, la résistance de contact pour un cas statique peut être utilisée.

$$\text{Pour } Pe = \frac{a \cdot U_1}{a_d} > 10 \quad R_{\text{striction}} = \frac{0.918}{2 * b * \chi * \sqrt{2 * a * \sqrt{U_1}}} \quad 3.17.$$

$$\text{Pour } Pe < 1 \quad R_{\text{statique}} = \frac{0,27}{k * a} \quad 3.18.$$

$$\text{Pour } 1 < Pe < 10 \quad \frac{1}{R_{\text{th}}^2} = \frac{1}{R_{\text{striction}}^2} + \frac{1}{R_{\text{statique}}^2} \quad 3.19.$$

Avec (Figure 3-16)

- a demi-ellipse de contact dans le sens du roulement [m]
- b demi-ellipse de contact dans le sens perpendiculaire du roulement [m]
- $U_1$  vitesse du contact par rapport au solide considéré [m/s]
- $\chi$  effusivité thermique [ $J \cdot K^{-1} \cdot m^{-2} \cdot s^{-1/2}$ ]
- $a_d$  diffusivité thermique de la bille [ $m^2/s$ ]
- $k$  conductivité du massif considéré [m]

Cette relation est valable pour un seul contact. La résistance du Tableau 3-2 est de ce fait la mise en parallèle de plusieurs résistances de striction, une pour chaque contact entre billes et bague intérieure ou partie de bague extérieure.

Les résistances de striction dépendent beaucoup des dimensions de l'ellipse de Hertz. Sur la bague extérieure les résistances sont plus grandes pour la partie la moins chargée que pour la partie la plus chargée.

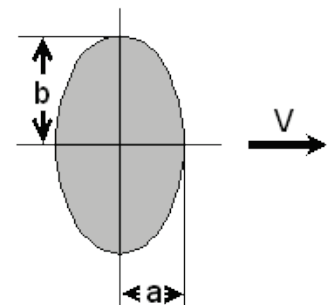


Figure 3-16 Schéma des données utilisées

### 3.3.2 Modélisation thermomécanique simplifiée

Le réseau thermique d'approche utilise 8 nœuds par roulement. Le réseau thermique de l'étage GV présenté Chapitre 2 utilise un total de 15 nœuds. Si l'on reste dans le cas d'un réducteur un train et que chacun des quatre roulements est détaillé cela revient à utiliser un réseau thermique de  $15-4+4 \times 8=43$  nœuds. Cependant la méthode des réseaux thermiques est très performante, cette complexification du modèle impacte très peu le temps de résolution.

Aucune mesure de perte de puissance n'a été faite sur les roulements GV pendant cette étude. Les pertes de puissance des roulements n'ont pas été recalées mais le seront quand les essais auront été réalisés. La mesure des pertes de puissance des roulements donne une valeur globale et l'information sur leur répartition dans le roulement n'est pas accessible. Il pourrait s'avérer difficile de recalibrer finement les pertes de puissance calculées par une approche locale. Avec les mesures il peut être plus aisé de recalibrer le modèle de perte de SKF par l'intermédiaire du coefficient de frottement [33], [88].

Pour utiliser un modèle de pertes de puissance global recalé tout en calculant des températures de bague il est nécessaire de simplifier le réseau thermique présenté sur la Figure 3-15. Il faut qu'un seul nœud du réseau reçoive les pertes aux contacts. Pour ce faire deux hypothèses doivent être admises :

- La bague extérieure est isotherme : il n'y a plus besoin de connaître la répartition des pertes entre les deux parties de la bague extérieure

- Les billes et les contacts billes/bagues sont isothermes : il n'y a plus besoin de connaître la répartition des pertes entre les bagues extérieure et intérieure

Le réseau thermique correspondant est représenté sur la Figure 3-17. Il utilise 4 nœuds pour décrire le roulement (Tableau 3-3). Il n'y a plus qu'un nœud pour la bague extérieure. Les billes et les contacts étant isothermes un seul nœud les représente. Ce nœud peut recevoir la totalité des pertes aux contacts.

Tableau 3-3 Liste des noeuds du réseau thermique avec un nœud pour les billes et les contacts

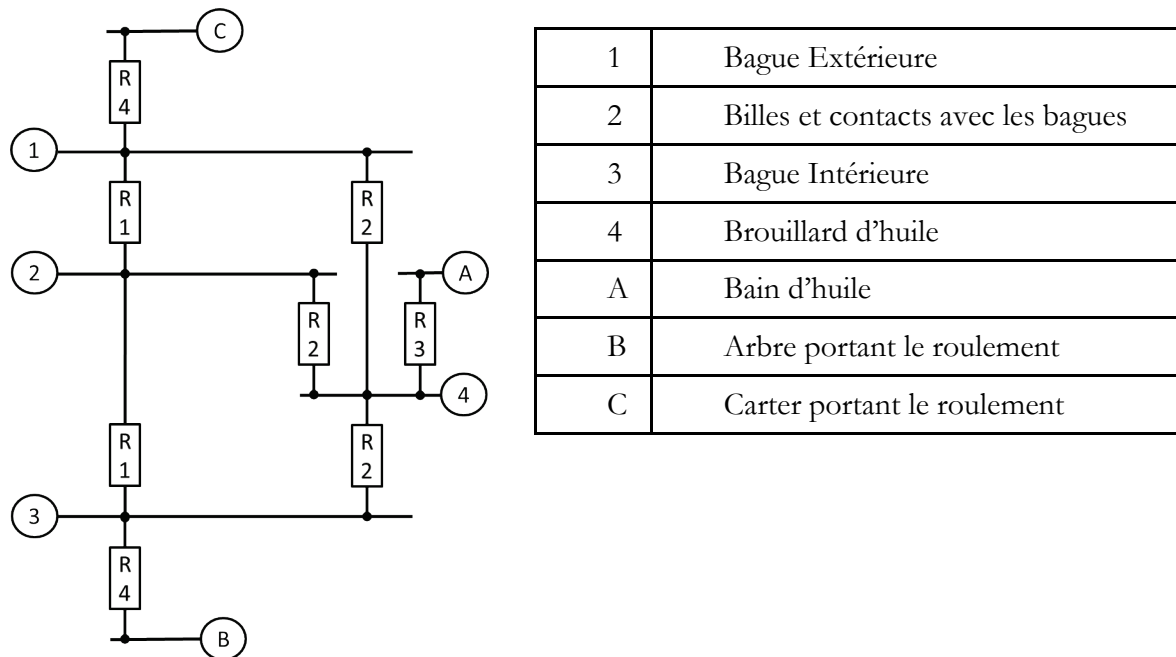


Figure 3-17 Réseau thermique avec un nœud pour les billes et les contacts

## 3.4 Application à la machine FZG

### 3.4.1 Modélisation thermomécanique de la FZG [89]

L'analyse des roulements de l'étage GV faite dans le Chapitre 2 a motivé la création des modèles thermomécaniques présentés dans les paragraphes précédents. En l'absence de banc d'essais d'un réducteur haute vitesse, ces modèles de roulements ne peuvent pas être comparés à des résultats expérimentaux dans le cas des grandes vitesses. Ils peuvent par contre être comparés à des mesures réalisées sur un banc FZG présent au LaMCoS.

La machine FZG est un banc d'essai constitué de deux réducteurs simple train. Elle a été conçue pour étudier la fatigue sur les engrenages. Les deux couples d'engrenage sont assemblés de façon à créer une boucle de puissance. Le chargement de la boucle est réalisé par déformation élastique en chargeant l'arbres GV [90]. Cette déformation est créée à l'arrêt grâce à un levier et des poids. Le schéma de la machine est présenté sur la Figure 3-18. L'ensemble est mis en rotation par un moteur lié à l'arbre PV, celui-ci ne voit pas le couple qui transite entre les deux réducteurs d'essais et ne compense que les pertes de puissance dans l'ensemble.

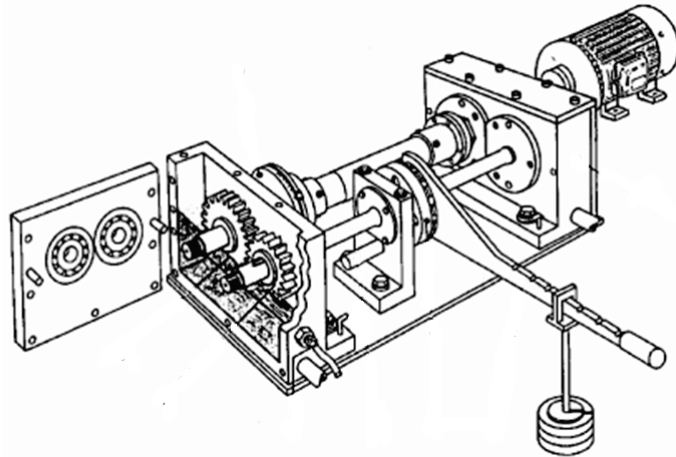


Figure 3-18 Schéma d'un banc FZG

Une autre utilité de la machine FZG est l'étude du rendement des transmissions mécaniques [67], [71], [91]–[93]. A cette fin le LaMCoS dispose d'un exemplaire qui a été instrumenté. Des capteurs de température sont installés sur les parties fixes et un couple-mètre permet la mesure du couple nécessaire à la mise en rotation des deux boîtes à engrenages. De plus des capteurs de température ont été installés sur les bagues intérieures des roulements du boîtier de test. Ils permettent de connaître la différence de température entre les bagues des roulements.

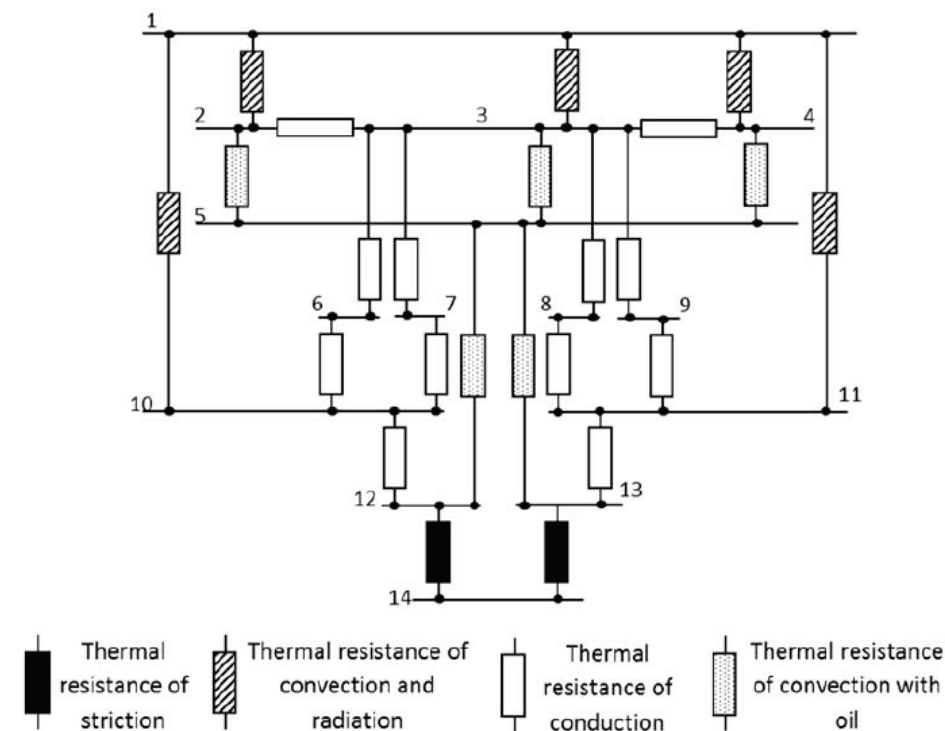


Figure 3-19 Réseau thermique d'un réducteur FZG [71]

Tableau 3-4 Liste des éléments du réseau de la FZG

1	Air	8, 9	Paliers de l'arbre de la roue
2	Partie basse du carter	10	Arbre du pignon
3	Partie latérale du carter	11	Arbre de la roue
4	Partie haute du carter	12	Pignon
5	Bain d'huile	13	Roue
6, 7	Paliers de l'arbre du pignon	14	Engrènement



J.Durand et al. [71] ont modélisé un réducteur de la machine FZG en utilisant la méthode des réseaux thermiques. Le réseau thermique résultant est présenté sur la Figure 3-19, le label des éléments se trouve sur le Tableau 3-4. Le réseau est très proche du modèle présenté dans le chapitre 2. Il y a deux différences : i) il n'y a qu'un nœud limite, l'air ii) il n'y a pas d'échange direct entre les roulements et le bain d'huile (sur la base des hypothèses retenues par J.Durand et al. [71]).

Le modèle prend en compte les pertes de puissance présentées dans le chapitre 1 avec les modèles suivants :

- A la denture avec la relation de Vexex et Ville [16] et un coefficient de frottement recalé grâce aux essais.
- Dans les roulements avec le modèle SKF avec un coefficient  $\mu_{sl}$  recalé.
- Le barbotage avec le modèle de C.Changenet [54].
- Et enfin des pertes dans les joints avec la formule du catalogue Simrit [65]. Ces pertes sont imposées directement aux nœuds représentant les arbres.

Dans le cas étudié les deux boîtes ont des configurations identiques : même couple de dentures et mêmes roulements. Les roulements utilisés sont des 6406, les dentures sont de type C, et l'huile est de la Total EP220. Les caractéristiques et l'instrumentation détaillées de la machine FZG sont présentées à l'annexe 2. Le modèle développé a été validé en utilisant les températures des parties fixes et les couples mesurés sur le banc FZG du LaMCoS. Les Figure 3-20 et Figure 3-21 montrent que le modèle reproduit bien le comportement thermique global du banc FZG.

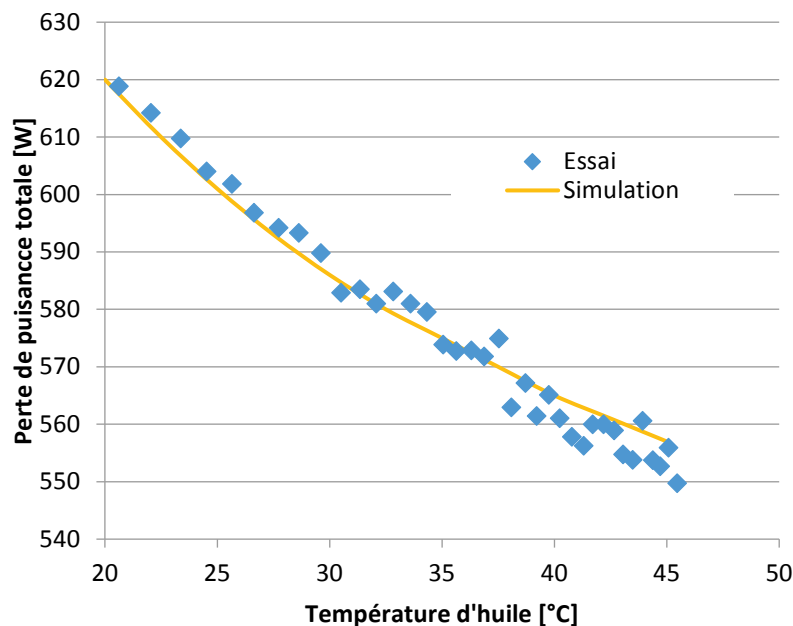


Figure 3-20 Comparaison entre la perte de puissance total mesurée et calculée (135 N.m, 2000 tr/min, niveau d'huile Figure 3-22)

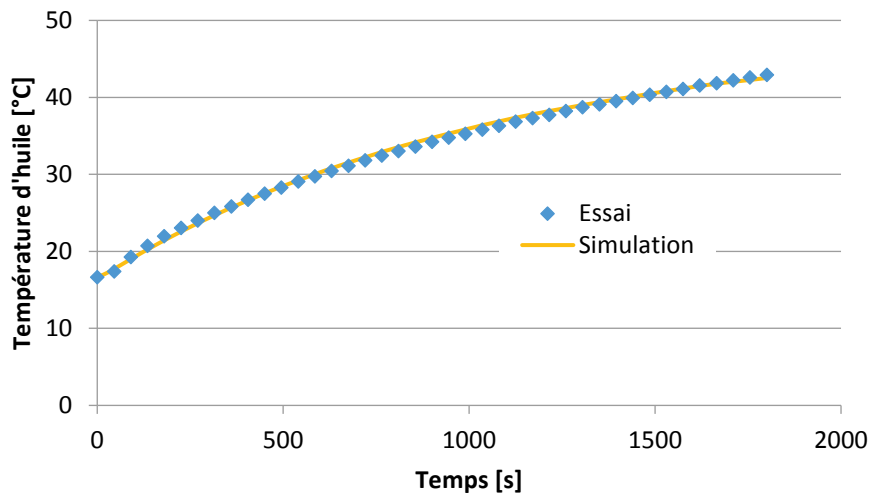


Figure 3-21 Comparaison entre la température du bain d'huile mesurée et calculée (135 N.m 2000 tr/min, niveau d'huile Figure 3-22)

### 3.4.2 Modélisation thermomécanique des roulements de la machine FZG

Les roulements 6406 montés sur la FZG sont des roulements à billes à contact radial. Les engrenages type C sont à denture droite. De ce fait les roulements ne sont chargés que radialement. A l'inverse de l'étage GV du réducteur HV, les roulements sont lubrifiés directement par le bain d'huile, ils sont partiellement immergés. Le niveau d'huile utilisé lors de l'étude est représenté sur la Figure 3-22.

L'immersion des roulements provoque des pertes par barbotage supplémentaires. Elles sont prises en compte par l'expression du  $M_{drag}$  de SKF dans le cas du barbotage [32] et sont injectées à la place des pertes par trainée aérodynamique dans les réseaux thermiques des roulements.

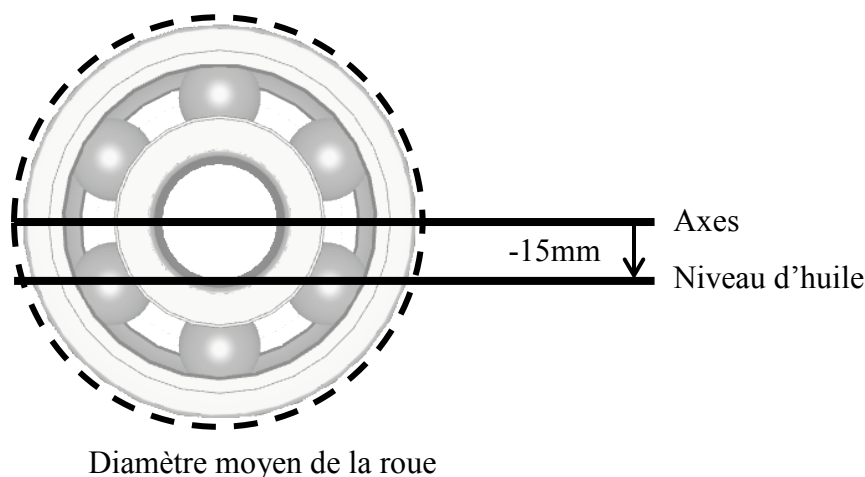


Figure 3-22 Schématisation des différents niveaux du bain d'huile de la FZG

Pour évaluer les résistances de convection entre le brouillard d'huile les billes et les pistes de roulement, il est nécessaire de connaître le rapport air huile du brouillard. Aucune information sur ce paramètre n'est disponible dans le cas d'un roulement partiellement immergé. Pour renseigner ce paramètre dans le modèle celui-ci est pris égal au rapport entre le deux volumes : la quantité d'huile dans le roulement à l'arrêt et le volume interne du roulement.

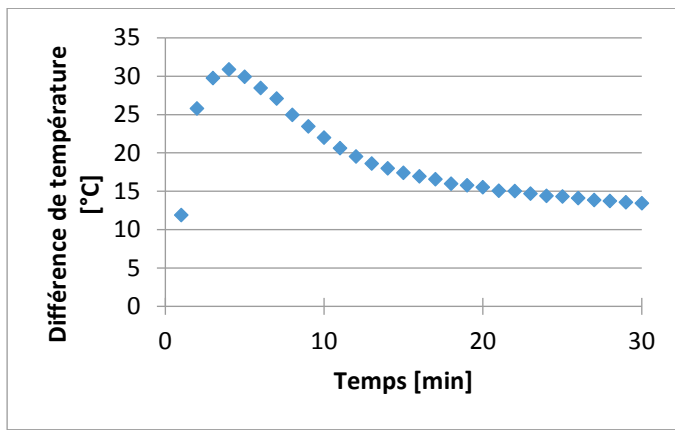


Figure 3-23 Comportement typique de la différence de température entre bague intérieure et extérieure, niveaux d'huile 15mm sous axe, cas 3000rpm, 135N.m

La Figure 3-23 montre un exemple de différence de température entre la bague intérieure et la bague extérieure d'un roulement de la FZG. Cette courbe souligne que pendant le démarrage la bague intérieure est significativement plus chaude. Cela peut être attribué au couple de frottement des roulements qui est important à froid. Après le pic la différence se stabilise vers les 14°C lors de cet essai. Cette différence évolue peu avec le temps bien que l'ensemble de la transmission continue à s'échauffer.

L'investigation ne porte pas sur la caractérisation du démarrage à froid. L'étude de la modélisation des roulements de la FZG ne se concentre donc pas sur ce point et se concentre sur des durées où la différence de température entre les bagues est stabilisée.

### 3.4.3 Résultats

Le modèle de roulement fin à 8 nœuds utilise les pertes de puissance calculées par un modèle local alors que le modèle original à un nœud et la modélisation simplifiée à 4 nœuds utilisent les formules de SKF. La Figure 3-24 montre les pertes de puissance des roulements de l'arbre GV, les puissances calculées sont comparables.

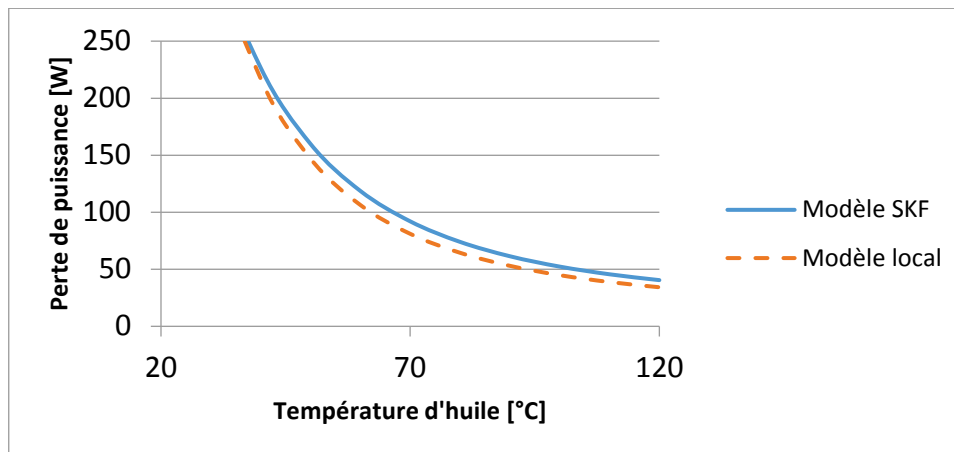


Figure 3-24 Pertes de puissance d'un roulement de l'arbre primaire GV calculées avec différents modèle de pertes

La Figure 3-25 montre la comparaison entre les températures mesurées et calculées de la FZG après 30 minutes d'essais. En utilisant une approche locale des roulements la température d'huile est correctement prédite, les changements apportés à la modélisation thermique du banc FZG impactent peu le comportement thermique prédit. La modélisation fine des roulements est

capable de reproduire la différence de température de 14°C entre les bagues. Enfin elle reproduit aussi un gradient dans la bague extérieure, celui-ci est faible.

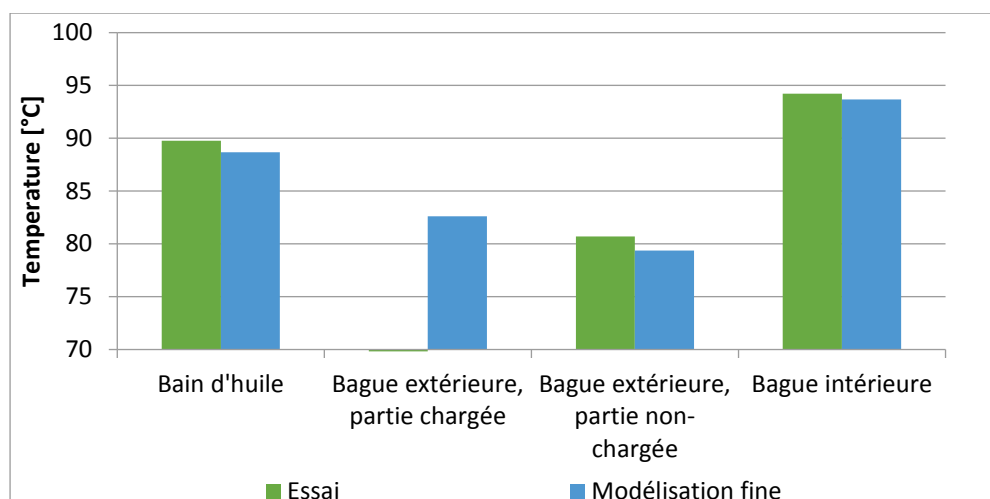


Figure 3-25 Comparaison entre températures mesurées et calculées

Les températures des roulements prédites par les modèles fin et simplifié sont représentées sur la Figure 3-26. Les prédictions entre les deux approches sont comparables. L'approche simplifiée reproduit un gradient de température entre les bagues plus faible que celui mesuré. Lors de la simplification une partie des résistances thermiques se trouvant entre les bagues est supprimée (il y a deux fois moins de résistances de striction), cela conduit à surestimer légèrement la conduction par les contacts avec l'approche simplifiée.

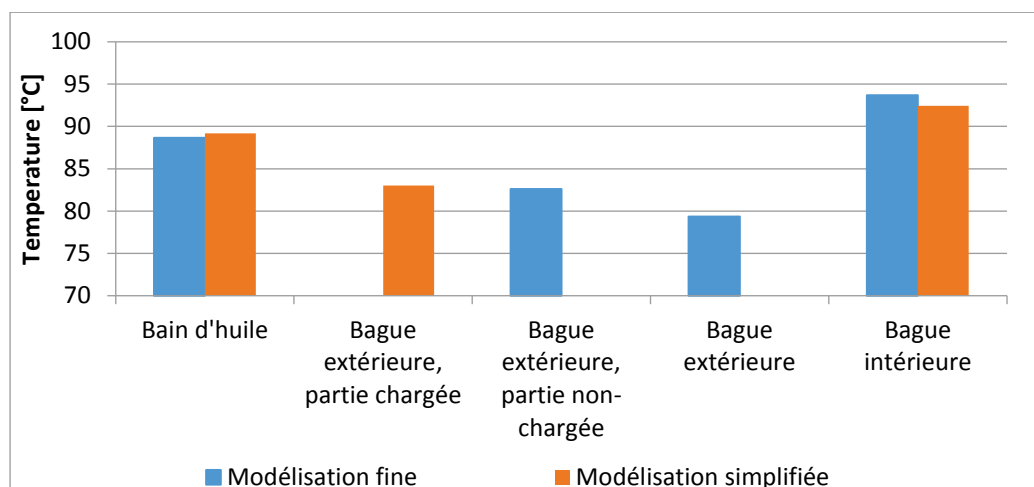


Figure 3-26 Comparaison entre températures mesurées et calculées

Les approches de modélisation des roulements fine et simplifiée donnent des résultats cohérents. Elles sont capables de reproduire les mesures faites sur le banc d'essai FZG.

### 3.5 Sensibilité sur l'étage GV du réducteur étudié [94]

Les différents modèles de roulements présentés dans ce chapitre peuvent être appliqués aux roulements de l'arbre d'entrée du modèle du réducteur HV présenté dans le chapitre 2. Le but est de mieux prédire le comportement des roulements GV ainsi que la température des pignons.

Il y a en tout trois modélisations du réducteur HV différenciées par la manière de gérer les roulements GV :

- L'approche isotherme présentée dans le chapitre 2, utilisant le modèle de perte SKF
- L'approche fine ou approche locale avec 8 nœuds par roulement (voir paragraphe 3.3.1), utilisant le modèle de perte local
- L'approche simplifiée avec 4 nœuds par roulement (voir paragraphe 3.3.2), utilisant le modèle de perte SKF

Les hypothèses nécessaires aux différents calculs sont les mêmes que celles exposées dans le chapitre 2.

Le pourcentage d'aération en fonctionnement n'est pas prévisible précisément, il paraît donc difficile de prendre en compte ce paramètre dans l'étude de sensibilité menée dans ce sous chapitre.

La vitesse de l'air est prise par défaut à 20m/s. Afin de pouvoir comparer les différentes approches de modélisation des roulements, le modèle SKF a été recalé en utilisant les résultats du modèle de perte de puissance local. Les pertes de puissance prédites par les différentes modélisations des roulements sont donc identiques. Cela se traduit par une température des parties non tournantes très proche quelle que soit la finesse de modélisation des roulements.

### **3.5.1 Apports de la discrétisation des roulements**

Utiliser 8 nœuds par roulement permet de prédire une température pour la bague intérieure et deux pour la bague extérieure. La Figure 3-27 montre la comparaison des températures du roulement prédites entre l'approche isotherme et fine. Les pertes de puissance étant identiques d'un modèle à l'autre la température d'huile prédite est la même (61°C et 86°C respectivement sur route et autoroute). Le modèle fin permet de reproduire une différence de température entre les bagues de l'ordre de 6°C dans les conditions exposées.

A l'inverse des roulements de la FZG le roulement 7204 de l'arbre GV est soumis à un chargement composé, des pertes de puissances ont lieu à tous les contacts entre billes et bague extérieure (cf Figure 3-13). Cela conduit à un gradient de température entre les deux parties de la bague extérieure très faible.

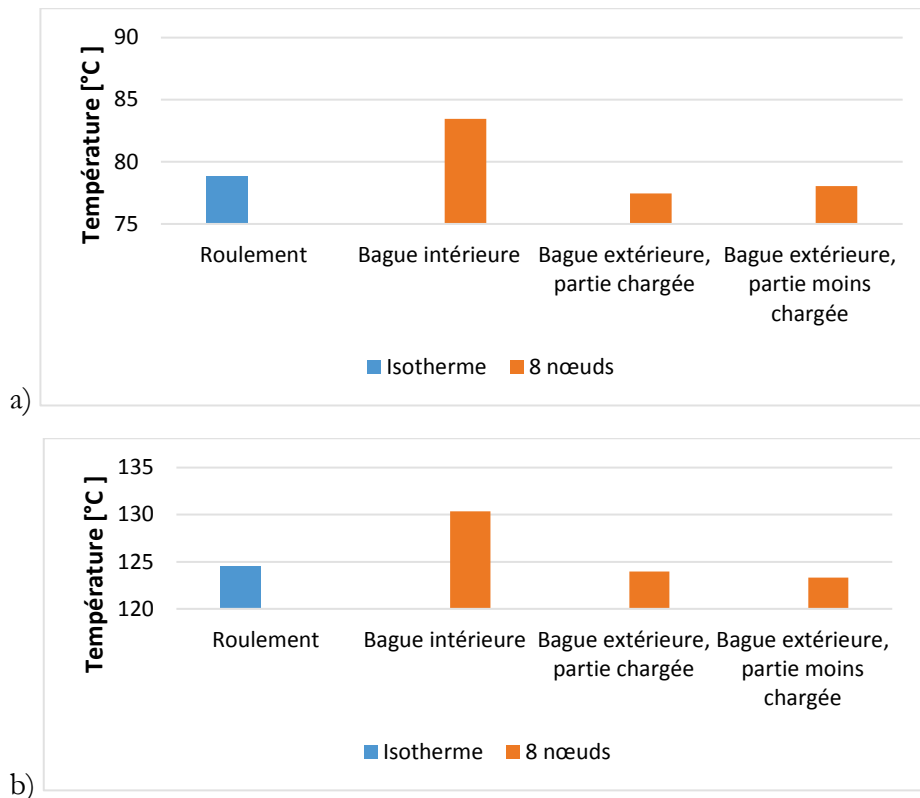


Figure 3-27 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV en fonction de la modélisation thermique des roulements a) route b) autoroute

La température prédite par le modèle isotherme n'est pas la température moyenne des bagues prédite par l'approche fine. L'approche isotherme sous-estime la température moyenne du roulement. Cela a un impact sur la prédiction de la température du pignon (voir Figure 3-28). Discrétiser les roulements GV augmente la température du pignon. Ceci peut s'expliquer ainsi :

- A l'engrènement il y a dissipation d'énergie par frottement. Le flux de chaleur est dissipé en grande partie par la convection avec le bain d'huile.
- Cependant une partie de celui-ci s'écoule à travers le pignon, l'arbre et enfin par les roulements.
- Ne plus négliger les gradients de température dans les roulements revient à isoler thermiquement l'arbre du carter. Les pertes à l'engrènement ayant plus de mal à être dissipées la température du pignon augmente.

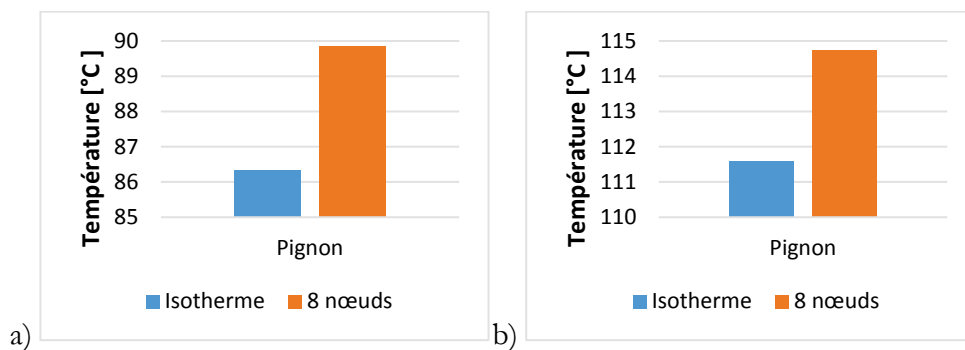


Figure 3-28 Températures du pignon en fonction de la modélisation thermique des roulements a) route b) autoroute

### 3.5.2 Comparaison entre l'approche fine et simplifiée

L'approche simplifiée (4 nœuds) a été créée pour pouvoir utiliser un modèle global, facile à recalculer, tout en gardant la possibilité de calculer une température différente pour les bagues du roulement. La Figure 3-29 montre les températures prédites par l'approche simplifiée et fine. L'approche simplifiée ne peut prédire qu'une température pour la bague extérieure. Les deux modèles donnent cependant des résultats très proches.

Par rapport aux roulements de la FZG la différence entre l'approche fine et simplifiée est plus faible (Figure 3-29). A grande vitesse les échanges thermiques convectifs ont une grande importance, une simplification de la façon de gérer les pertes aux contacts n'a qu'un faible impact sur la prédiction des températures.

Pour une application grande vitesse une modélisation simplifiée des roulements permet d'utiliser un modèle global de perte tout en conservant la physique liée aux échanges de chaleur dans le roulement.

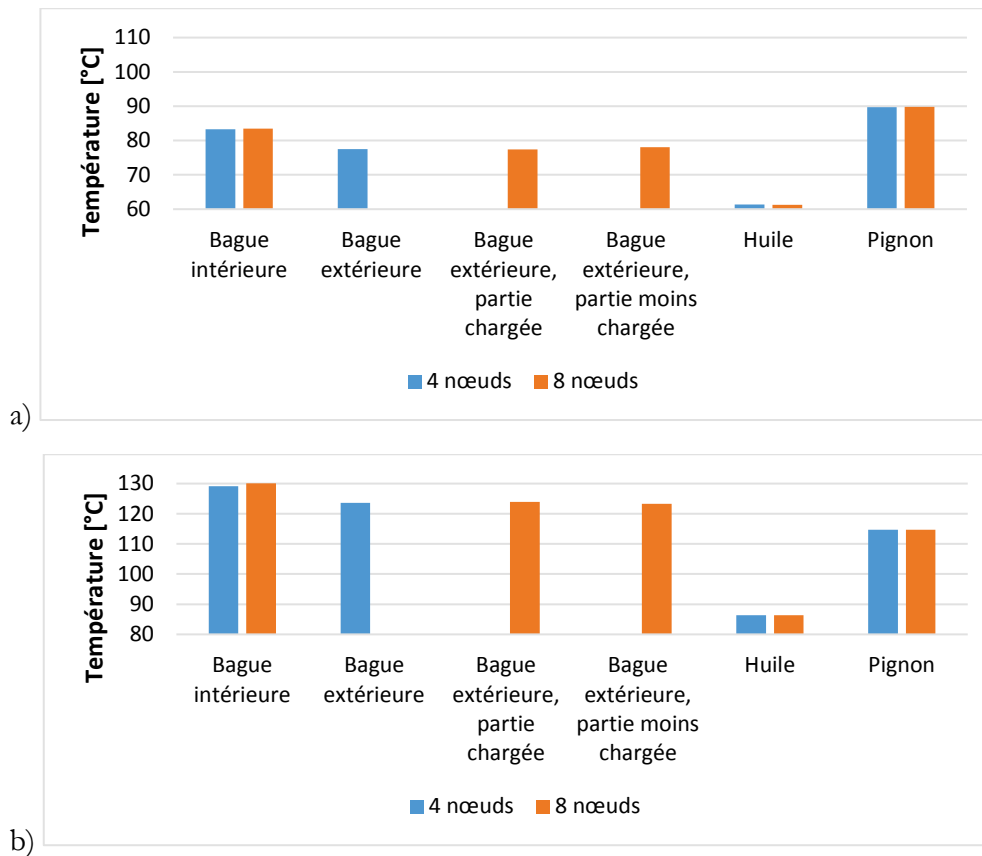


Figure 3-29 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV, de l'huile et du pignon en fonction de la modélisation thermique des roulements a) route b) autoroute

La température critique du roulement est celle de la bague intérieure. Sur route elle est 22°C plus élevée que la température d'huile. Sur autoroute par contre il y a potentiellement un problème avec un  $\Delta T$  de 45°C. Il y a deux façons de mieux refroidir le roulement, augmenter l'immersion relative de la roue et de mieux refroidir la ligne d'arbre ou augmenter le débit de lubrification.

### 3.5.3 Influence du niveau d'huile

L'utilisation du modèle de roulement simplifié est pertinente, les études de sensibilité sont menées avec ce modèle. La Figure 3-30 montre les températures prédites pour plusieurs immersions relatives de la roue ( $h/R_p$  voir Figure 1-6). Pour rappel 25% renvoie au niveau utilisé jusqu'ici. Le débit arrivant dans les roulements est considéré comme constant, égal à 5ml/s.

L'augmentation de niveau d'huile permet d'augmenter les échanges thermiques entre la roue et l'huile, elle a donc un impact positif sur la différence de température entre l'huile et le pignon. Cela dit le gain est faible, en effet une grande partie de l'échange est réalisé par le phénomène de projection qui est peu sensible à la hauteur d'huile (du moment où celui-ci est plus grand que la hauteur de dent).

Par contre l'augmentation du niveau d'huile implique plus de perte par brassage. Il y a donc d'un côté une faible réduction de la différence de température entre l'huile et le pignon, et d'un autre coté une augmentation de la température d'huile. Cela est d'autant plus sensible à grande vitesse, donc sur autoroute où les pertes par barbotage passent de 172W à 353W entre les immersions de 15% et 45%. Il est peu intéressant d'augmenter le niveau d'huile au-delà de 25%.

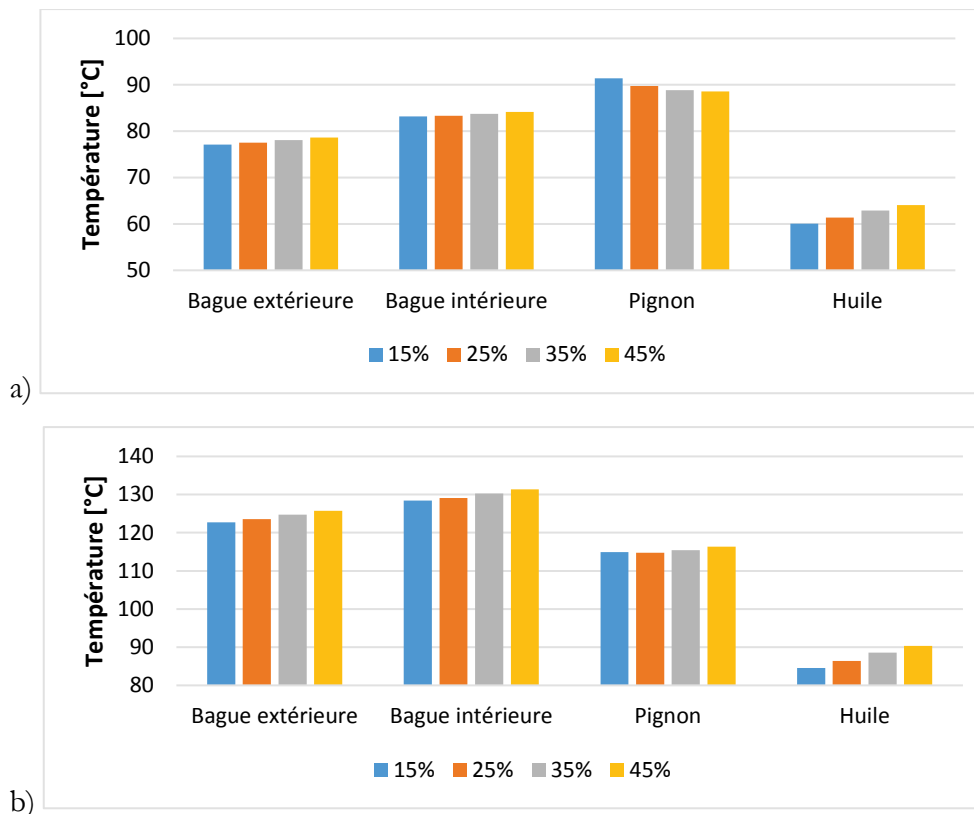


Figure 3-30 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV, de l'huile et du pignon en fonction du rapport  $h/R_p$   
a) route b) autoroute

De même les roulements ne profitent pas d'un haut niveau d'huile. Il faut cependant remarquer qu'une grande immersion permettra de récolter plus facilement les projections d'huile qui servent à lubrifier les roulements. Or le débit amené aux roulements participe aussi à leur refroidissement.



### 3.5.4 Influence du débit de lubrification

Par l'intermédiaire de la résistance de transport le débit d'huile arrivant dans le roulement le refroidit. Cependant plus le débit d'huile est grand plus le brouillard d'huile dans le roulement est dense, cela a pour conséquence d'augmenter les pertes par trainée aérodynamique dans le roulement. Un débit élevé permet lui de mieux refroidir le roulement.

La Figure 3-31 montre les températures en divisant et en multipliant par cinq le débit de 5ml/s utilisé jusqu'à présent. Diminuer le débit d'huile n'est pas intéressant car le roulement voit sa température augmenter, de plus les pertes par trainée aérodynamique sont faibles (cf Figure 3-8) aucun gain significatif sur ce point n'est fait.

L'augmentation du débit de lubrification se révèle une solution très intéressante. Même si les pertes par trainée augmentent, elles restent faibles. Elle représente pour le plus gros roulement de l'arbre GV sur autoroute, 4,5W 8W et 14,5W respectivement pour les débits de 1 ml/s, 5 ml/s et 25ml/s. Le roulement est mieux refroidi et voit sa température baisser. Les roulements étant moins chauds le pignon voit lui aussi sa température baisser. Le bain d'huile récupère plus de chaleur de la part des roulements en conséquence sa température augmente.

Un effet bénéfique de l'augmentation de la densité du brouillard d'huile se trouve dans l'augmentation des effets convectifs dans le roulement. En augmentant le débit d'huile la différence de température entre les bagues diminue.

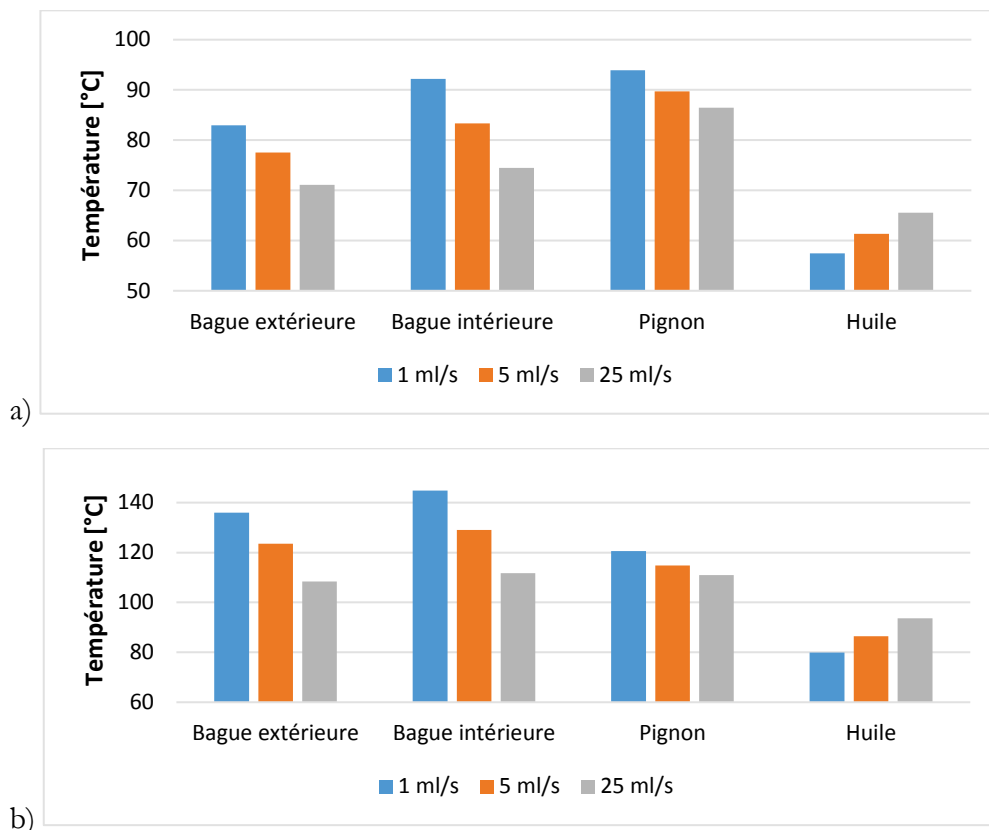


Figure 3-31 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV, de l'huile et du pignon en fonction du débit d'huile arrivant dans les roulements GV a) route b) autoroute

---

## 3.6 Conclusion

Les roulements de l'arbre GV produisent beaucoup de pertes de puissance. Le chapitre 2 a montré qu'ils pouvaient subir un échauffement problématique. Afin de mieux comprendre cet échauffement ce chapitre expose une modélisation locale des roulements. Pour ce faire un modèle de perte de puissance local a été développé, il prend en compte :

- les pertes par frottement avec des résultats fournis par NTN-SNR
- les pertes par roulement hydrodynamique
- les pertes par traînée aérodynamique

Cette modélisation des pertes liées au roulement permet de connaître leur localisation. Elle vient alimenter un réseau thermique d'approche qui modélise les échanges thermiques dans les roulements. Ce modèle utilise 8 températures pour décrire le comportement thermique d'un palier à billes. Appliqué à un réducteur tournant à 3000 tr/min il permet de reproduire les différences de températures mesurées entre les bagues des roulements.

Le modèle de pertes de puissance local peut s'avérer difficilement ajustable avec les résultats mesurés sur un banc d'essai roulement. En effet ce type d'équipement ne donne que la perte globale dans le roulement et non sa répartition. Il est cependant possible de recalibrer un modèle de perte global. Le modèle global de SKF a les mêmes tendances que le modèle local. Il peut être recalibré en intervenant sur le coefficient de frottement.

Pour pouvoir utiliser ce type de modèle facilement recalibrable, le réseau thermique fin est simplifié. En utilisant quatre nœuds il n'est plus nécessaire de connaître la localisation des pertes aux contacts. Cette modélisation simplifiée donne des résultats équivalents à l'approche fine. Une modélisation plus fine des roulements conduit à des températures de fonctionnement des pièces tournantes plus élevées.

En utilisant cette modélisation simplifiée des roulements une étude de sensibilité sur le niveau d'huile a été menée. L'augmentation de niveau d'huile augmente les pertes de puissance. Cependant le pignon est légèrement mieux refroidi. Le gain sur la différence de température entre l'huile et le pignon est gommé par l'augmentation générale des températures de la transmission. A grande vitesse il n'y a pas d'intérêt thermique à avoir un niveau d'huile élevé.

Un niveau d'huile haut permet cependant de récupérer plus de projection d'huile pour lubrifier les roulements. L'étude de sensibilité s'est donc portée le débit de lubrification arrivant au roulement. Amener plus d'huile au roulement signifie augmenter la densité du brouillard d'huile et augmenter les pertes par traînée aérodynamique. Cependant ces pertes sont faibles car les éléments roulants ont un faible diamètre dans l'application visée. Amener plus d'huile au roulement permet de mieux le refroidir. Les paliers étant plus froids le pignon bénéficie aussi d'une baisse de température. Pour limiter les échauffements locaux il est intéressant d'amener beaucoup d'huile au roulement. Ceci ne peut se faire qu'en gardant une immersion significative de la roue. Cette immersion crée des pertes par barbotage ainsi qu'une aération du bain d'huile néfaste au rendement de la transmission, elles seront étudiées dans le chapitre suivant.

---

# Chapitre 4

## Etude du barbotage

---

## 4.1 Introduction

Les pertes par barbotage sont significatives dans les transmissions mécaniques. Le chapitre 2 a montré que les pertes par brassage du bain d'huile peuvent représenter une part importante des pertes de puissance sur les architectures de réducteur envisagées.

La roue de l'étage GV a une vitesse de rotation élevée. En plus de provoquer une grande partie des pertes par barbotage, elle risque de générer une aération du bain d'huile, phénomène qui impacte le barbotage des roues tournant à plus faible vitesse. L'aération provoque ainsi des pertes additionnelles sur tous les étages de la transmission et peut faire perdre de l'ordre d'un demi-point de rendement supplémentaire.

Un moyen simple de diminuer les pertes par barbotage est de baisser le niveau d'huile. Cependant celui-ci ne doit pas être trop bas, et ce pour deux raisons. La première est que l'huile sert à refroidir les mobiles et que si ceux-ci baignent peu, l'échange thermique sera réduit. La seconde est que les roulements sont lubrifiés par les projections causées par les roues. Si l'immersion des mobiles baisse, les projections seront elles aussi plus faibles. Le chapitre 3 a montré que pour refroidir les roulements le débit d'huile récupéré doit être grand en comparaison d'un débit de 5ml/s initialement envisagé. Pour avoir assez de projections le niveau d'huile doit donc être assez conséquent.

Pour étudier le barbotage un moyen d'essai a été développé à l'ECAM Lyon. Ce banc permet de mesurer les pertes mais aussi les débits projetés ainsi que l'aération du bain d'huile. La première partie de ce chapitre s'attache à présenter le moyen expérimental.

La seconde partie de ce chapitre porte sur la réduction des pertes par barbotage grâce à l'insertion d'obstacles à l'intérieur du carter d'essai. Des parois parallèles à la roue semblent diminuer grandement les pertes de puissance à basse température et à vitesse modérée [95]. Cette voie est explorée pour de plus grandes vitesses et à plus haute température. De plus l'effet de ces flasques sur l'aération est investigué.

L'impact des flasques sur le comportement thermique de l'étage GV d'un réducteur haute vitesse est analysé. Enfin, en gardant l'approche isotherme adoptée dans le chapitre 2, l'effet de cette solution sur les architectures de réducteur finales, et le gain énergétique envisageable est quantifié.

---

## 4.2 Description du banc d'essai

---

### 4.2.1 Fonctionnement et capacités du banc

Pour étudier le barbotage un banc d'essai spécifique a été développé à l'ECAM Lyon (voir Figure 4-1). Ce banc a été utilisé pour développer les modèles de perte par barbotage détaillés dans le chapitre 1. Un moteur électrique triphasé asynchrone entraîne une ligne d'arbres par une courroie (voir Figure 4-2). La vitesse d'essai évolue dans une plage de 1000 à 7000 tr/min. La roue dentée est placée dans un carter d'essai de forme parallélépipédique de taille 400\*260\*93 mm<sup>3</sup>. L'axe de la roue dentée se situe à 138 mm du fond du carter. Des bandes chauffantes sont collées au carter, et la température maximale d'utilisation du banc est de 120°C. La température d'huile est mesurée avec un thermocouple de type K. Différentes roues dentées cylindriques ont été utilisées lors de l'étude, elles sont listées dans le Tableau 4-1. Les quatre grandes roues dentées

permettent d'atteindre une vitesse périphérique de 60m/s soit une valeur comparable aux 70m/s atteinte sur autoroute par le futur réducteur HV. De plus trois huiles de boîte de vitesses automobile ont été utilisées (listées sur le Tableau 4-2).

Le niveau d'huile dans le banc est fixé à l'aide d'une pompe de remplissage et d'une vanne de vidange. Lors de la mise en rotation de la roue une partie de l'huile est projetée sur les parois du carter. Il s'établit alors un niveau d'huile dynamique qui est plus faible que le niveau statique dans le banc. Le niveau d'huile dynamique est quasiment indépendant de la vitesse de rotation à partir de 1500 tr/min. Dans les essais il est réglé à la vitesse de 2000 tr/min, à cette vitesse le bain d'huile est calme et la lecture du niveau d'huile aisée. Dans la suite de l'étude le niveau d'huile est traduit par l'immersion relative de la roue dentée. De la même manière que dans les autres chapitres ce facteur est caractérisé par le rapport entre la hauteur immergée et le rayon primitif de la roue.

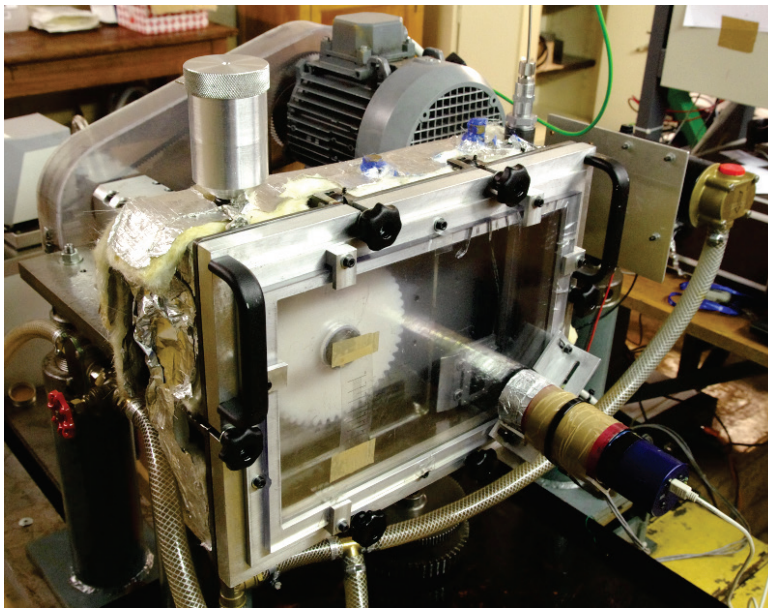


Figure 4-1 Banc d'essai de barbotage

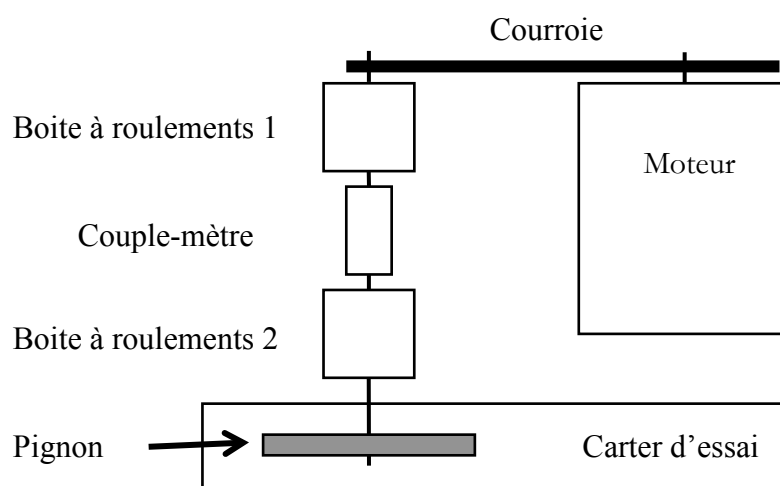


Figure 4-2 Schéma de fonctionnement du banc

Tableau 4-1 Données géométriques des roues dentées

Nom	G1,5	G3	G3B	G5	P1,5	P3	P5
Module normal [mm]	1,5	3	3	5	1,5	3	5
Nombre de dents	102	53	51	30	64	30	20
Largeur [mm]	14	24	25	25	14	24	25
Rayon primitif [mm]	76,5	79,5	79,2	75	48	45	50
Angle de pression normal [°]	20	20	20	20	20	20	20
Angle d'hélice [°]	0	0	15	0	0	0	0

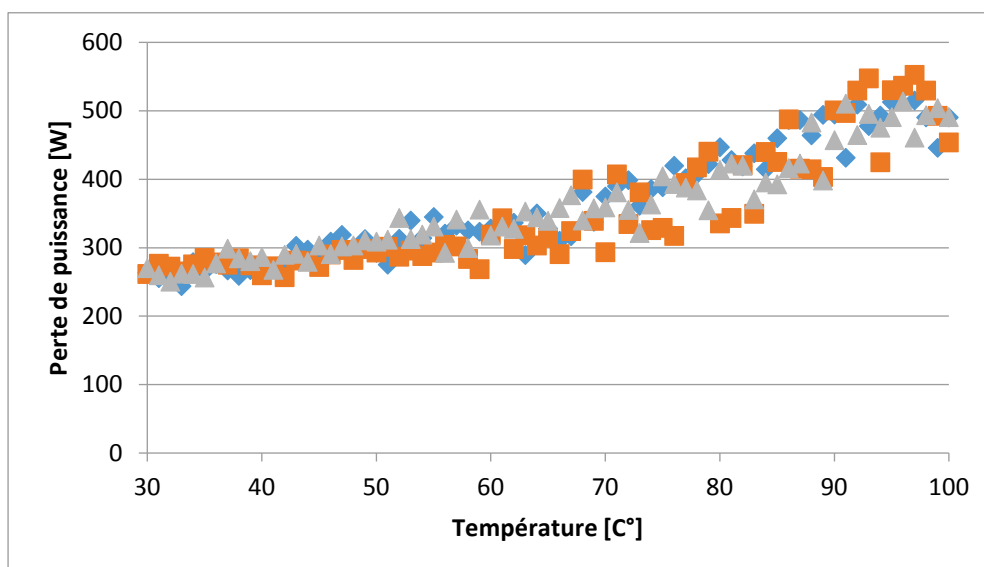
Tableau 4-2 Caractéristiques des huiles utilisées

	Viscosité à 40°C [cSt]	Viscosité à 100°C [cSt]	Masse Volumique à 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]
Huile 1	36,6	7,8	865
Huile 2	46,9	7,9	885
Huile 3	32	5	1000

La mesure des pertes par barbotage se fait par un couple-mètre FGP CD1140-1a ayant une précision de  $\pm 0,002$  N.m sur la pleine échelle de 2 N.m. Le couple généré par la boîte à roulement 2 est dans un premier temps caractérisé sans mettre de roue dans le carter. Cette valeur est soustraite à la mesure globale du couple pendant les essais pour avoir accès aux seules pertes par barbotage.

La surface libre est perturbée par la rotation de la roue dentée. Le couple mesuré pendant les essais n'est pas constant et oscille autour d'une valeur moyenne. Les écarts à la valeur moyenne sont supérieurs à la précision du capteur, l'incertitude sur la mesure de couple ne sera donc pas considérée dans la suite du chapitre. Seul le couple de barbotage moyen est considéré, il est obtenu en moyennant deux secondes d'acquisition.

La Figure 4-3 expose trois essais identiques faits à des dates différentes. Les mesures montrent les mêmes tendances. La faible différence de valeur moyenne entre les groupes de points s'explique par une variation de l'immersion. Celle-ci est réglée au mieux grâce à des graduations, une erreur de plus ou moins 1mm est admise. Les résultats exposés dans la suite du chapitre sont alors obtenus en moyennant trois essais.

Figure 4-3 Pertes mesurées pour trois essais identiques : Roue G3, Huile 1, 7000 tr/min, Huile 2,  $h/R_p=0,25$

### 4.2.2 Mesure des débits projetés

Il est prévu que les roulements du réducteur HV soient lubrifiés en récupérant les projections d'huile provoquées par la rotation des roues. Un moyen de mesure a été développé pendant la thèse de G.Leprince [57]. Il prend la forme d'un réservoir muni d'un capteur de niveau d'huile à flotteur (voir Figure 4-4). Il se place dans le carter d'essai et vient quantifier le débit d'huile projeté à un endroit donné du système, ceci à l'aide d'une fenêtre réglable en position.

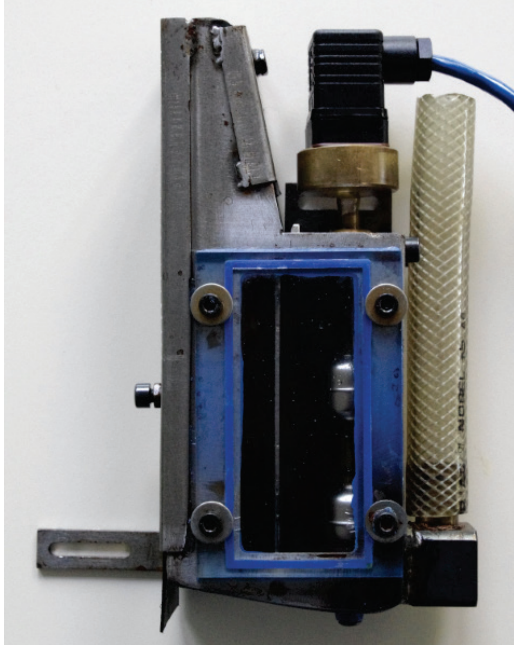


Figure 4-4 Débitmètre

La Figure 4-5 montre le schéma du débitmètre installé dans le carter du banc d'essai de barbotage. L'huile est captée par une fenêtre et vient remplir le débitmètre. Celui-ci est constitué d'une chambre de réception et d'une chambre de tranquillisation dans laquelle le niveau d'huile est scruté à l'aide de deux capteurs tout ou rien. Le volume du réservoir entre les deux capteurs a été estimé expérimentalement à  $192 \pm 2$  ml. La mesure du temps de remplissage permet de déduire le débit d'huile intercepté. Une pompe permet de vidanger le réservoir entre deux mesures. Le volume d'huile dans le banc est constant, le remplissage du débitmètre induit donc une diminution du niveau d'huile au niveau de la roue dentée. Cependant le volume du réservoir est faible par rapport au volume du bain d'huile (3 à 4 l), la variation de l'immersion de la roue durant la mesure est négligée.

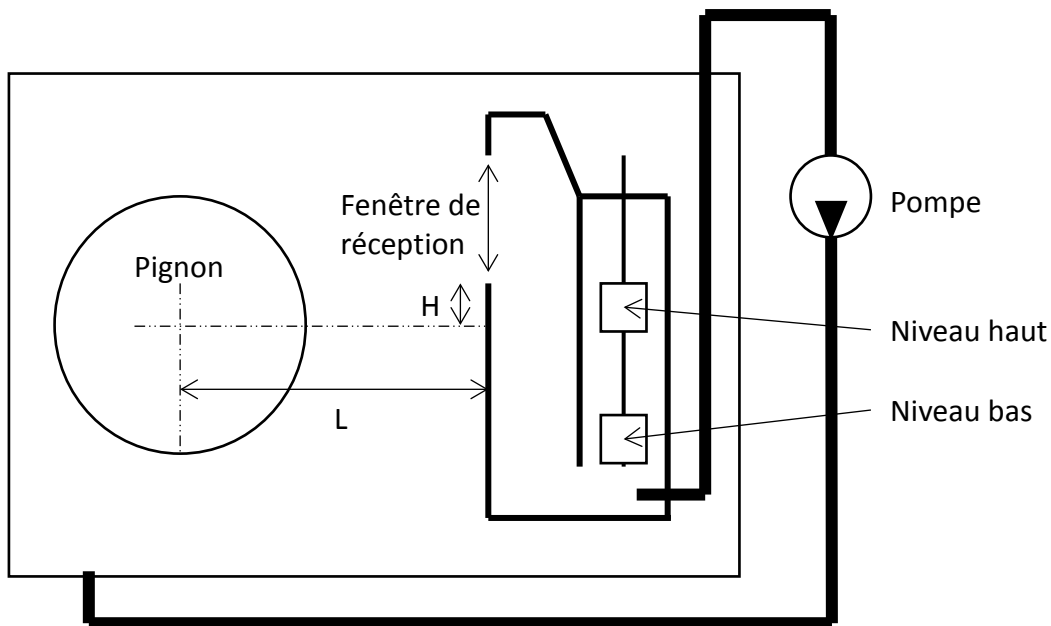


Figure 4-5 Principe de la mesure de débit partiel

La fenêtre de réception peut être déplacée. La longueur  $L$  est réglable, en déplaçant le débitmètre, jusqu'à une valeur maximum de 130 mm. La hauteur  $H$  est réglable à l'aide d'un volet mobile. Elle varie de 0 à 115 mm. Enfin la fenêtre fait une largeur de 40 mm.

De la même manière que le couple de barbotage le débit de projection est fluctuant. L'acquisition est alors répétée pour obtenir la valeur moyenne des projections. G.Leprince montre qu'une moyenne sur 50 acquisitions est un bon compromis, cela représente approximativement 4 minutes. Faire moins de points nuit à la précision et en faire plus allonge l'essai dans le temps, dans ce cas la température de l'huile ne peut plus être considérée comme constante le long de l'essai.

### 4.2.3 Mesure de l'aération

À grande vitesse, une aération significative du bain d'huile peut apparaître. Elle augmente les pertes par barbotage. Pour étudier ce phénomène un appareil Air-X [96] a été monté sur le banc d'essai de barbotage (Voir Figure 4-1 et Figure 4-6). La mesure se base sur l'évaluation de la densité du bain d'huile.

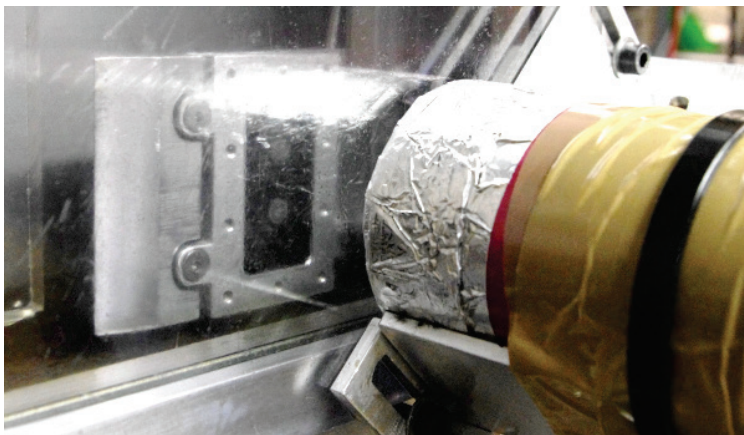


Figure 4-6 Zoom sur l'installation du capteur Air-X



La Figure 4-7 expose le principe de la mesure. Une source radioactive au Cadmium de faible puissance est placée dans le bain d'huile. Les rayons X vont être alors en partie absorbés par le bain d'huile puis captés par un détecteur. Plus le bain d'huile est aéré moins il absorbe le rayonnement.

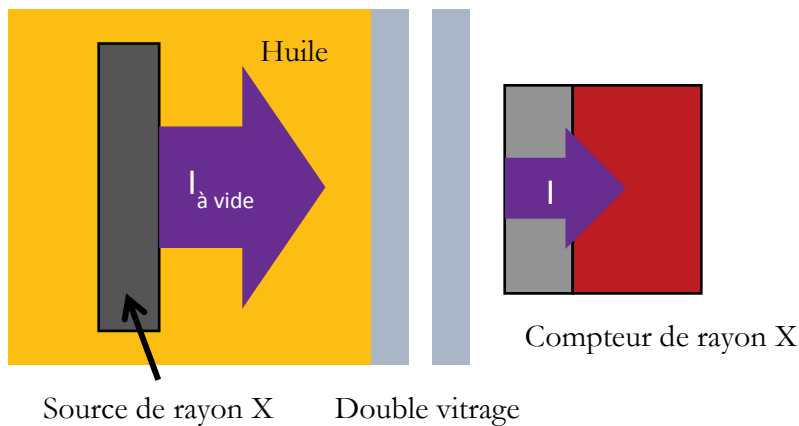


Figure 4-7 Principe de la mesure d'aération

Il est nécessaire de réaliser une mesure pour un carter rempli d'huile en fonction de la température ainsi qu'une mesure sans lubrifiant. Avec ces informations il est possible de relier l'intensité  $I$  mesurée par le capteur à la densité équivalente du bain d'huile :

$$I = I_{\text{à vide}} \cdot \exp(-\phi \cdot x \cdot \rho_{eq}) \quad 4.1.$$

Avec  $\phi$  un facteur dépendant de l'huile,  $x$  l'épaisseur d'huile traversée par les rayons X,  $I_{\text{à vide}}$  l'intensité mesurée sans huile et  $\rho_{eq}$  la densité du bain d'huile. Connaissant  $\rho_{eq}$  il est possible de calculer le pourcentage volumique d'air dans l'huile  $A\%$  :

$$\rho_{eq} = \rho_{huile} \left(1 - \frac{A\%}{100}\right) + \rho_{air} \left(\frac{A\%}{100}\right) \quad 4.2.$$

L'incertitude de mesure donnée par le constructeur de l'appareil est de  $\pm 1\%$  sur la valeur d'aération. La Figure 4-8 montre trois essais identiques. Pour les même raison que pour la mesure des pertes de puissance, les résultats exposés dans la suite du chapitre sont définis en moyennant trois essais.

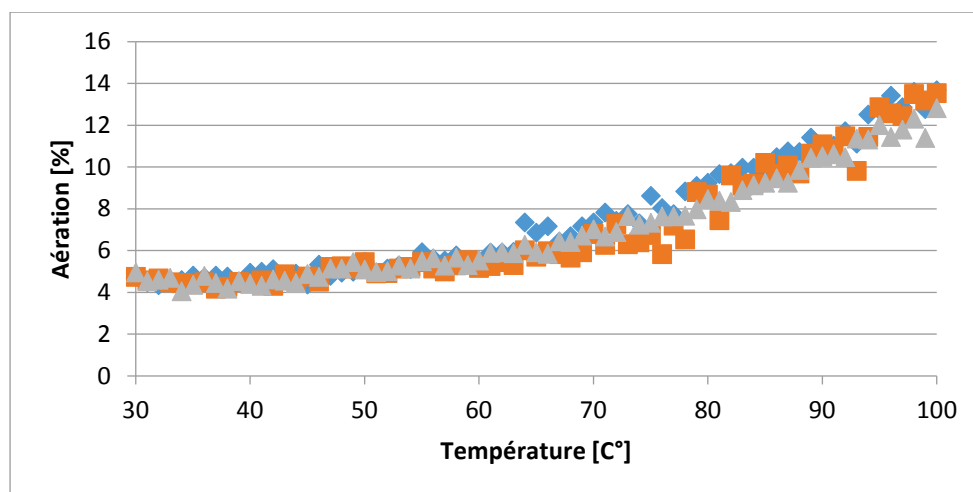


Figure 4-8 Aérations mesurées pour trois essais identiques : Roue G3, Huile 1, 7000 tr/min, h/Rp=0,25

## 4.3 Réduction des pertes par barbotage

Plusieurs voies existent pour diminuer les pertes par barbotage. Il est possible de jouer sur la géométrie des dentures, cependant celle-ci est largement contrainte par le cahier des charges. Il est aussi possible de sélectionner un lubrifiant ayant une moindre propension à s'aérer, cependant cela complexifie l'élaboration de celui-ci. Une troisième idée est de modifier les écoulements d'huile dans le carter en modifiant sa forme ou en insérant des obstacles à l'intérieur de celui-ci.

### 4.3.1 Utilisation de flasques

En 2008 Changenet et Vexé ont réalisé une étude portant sur l'influence de la cartérisation sur les pertes par barbotage [95]. Deux familles d'obstacle ont été utilisés ; des déflecteurs placés radialement par rapport à la denture, et des flasques placés axialement vis-à-vis des flancs de la roue (voir Figure 4-9). La Figure 4-10 définit la position des obstacles :

- $J_a$  Jeu axial entre le flasque et le flanc de la roue dentée [m]
- $J_r$  Jeu radial entre le diamètre de tête de la roue dentée et le déflecteur [m]
- $H_f$  Hauteur du flasque au niveau de l'axe de la roue dentée [m]

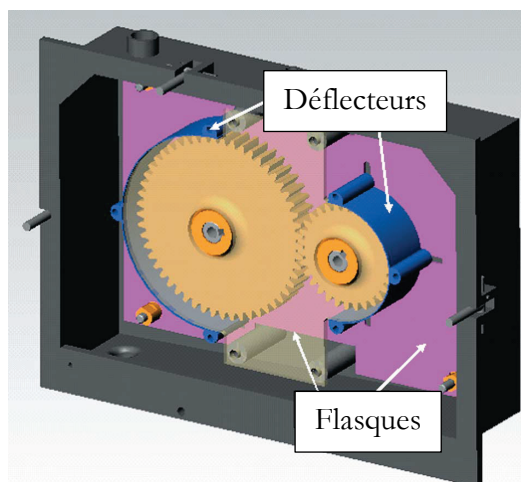


Figure 4-9 Insertion d'obstacles à l'intérieur du carter d'essai

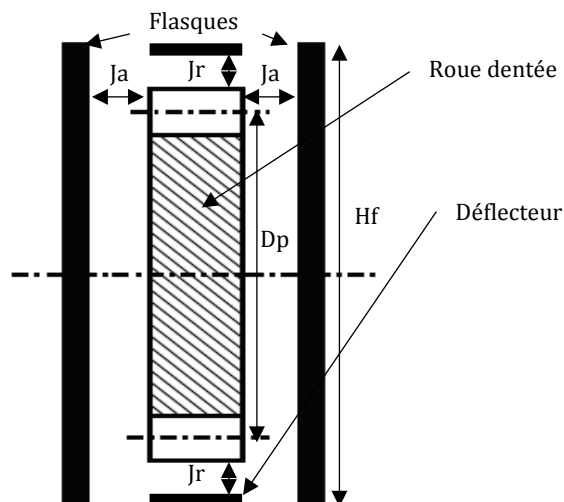


Figure 4-10 Position des flasques et déflecteur par rapport à la roue

L'étude [95] a été réalisée en utilisant les roues à denture droite de module 1,5, 3, et 5 mm, pour des vitesses entre 1000 et 6000 tr/min, et pour une immersion de  $h/R_p=0,5$ . Les flasques étaient placées symétriquement entre 1 et 10mm de la roue, les déflecteurs entre 5 et 10mm du cylindre de tête des dents. Trois huiles de transmission mécanique ont été testées. Les essais se sont concentrés sur des températures entre 20 et 40°C, les aspects haute température, faible viscosité, et aération n'ont pas été investigués.

Dans l'article aucune configuration utilisant un seul flasque n'a été analysée, les auteurs ont cependant testé une configuration avec des jeux différents (un flasque proche à 1mm et un éloigné à 10mm). Ils mesurent peu de différence par rapport à deux flasques proches. Dans la suite du chapitre les configurations symétriques feront appel à l'utilisation de deux flasques à des jeux identiques. Les configurations asymétriques regroupent l'utilisation de jeux différents ou plus simplement l'utilisation d'un seul flasque, lorsqu'un seul jeu est donné un seul flasque est utilisé.

La Figure 4-11 met en avant un résultat important de l'étude de 2008. Elle montre le rapport entre  $Q_{ref}$  la perte de puissance sans flasque et  $Q$  la perte mesurée dans le cas d'utilisation d'obstacles. L'huile est éjectée radialement par rapport à la roue, les déflecteurs se trouvent donc en aval de l'écoulement. Les déflecteurs ont peu d'influence sur les pertes de puissances. Les flasques ont par contre un très grand impact sur les pertes. Le gain est d'autant plus grand que le jeu est faible. Les flasques diminuent fortement l'effet de pompage lié à la denture, pour cela il est nécessaire que leur hauteur soit supérieure au diamètre de tête de la roue dentée.

Un gain de plus de 50% sur les pertes par barbotage semble atteignable en utilisant des jeux axiaux de l'ordre de quelques millimètres. Les flasques sont plans et peuvent être réalisés en tôle. Cette solution est réalisable à bas coût. Cependant des investigations plus poussées sont nécessaires pour analyser la viabilité de la solution pour un réducteur haute vitesse.

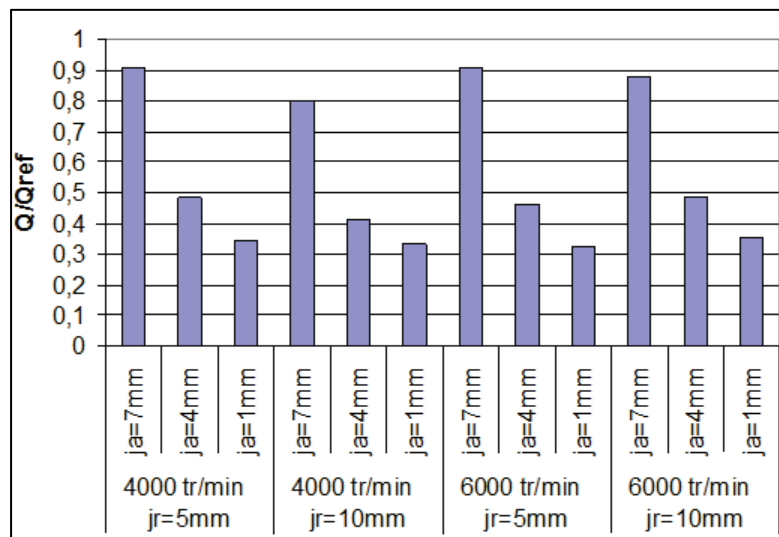


Figure 4-11 Influence du jeu axial et radial sur les pertes de puissance, Roue G3,  $h/R_p=0,5$  [95]

### 4.3.2 Impact des flasques sur le refroidissement

Dans une transmission mécanique l'huile n'a pas seulement une fonction de lubrifiant. Elle sert de fluide caloporteur et refroidit roulements et pignons. Les flasques permettent de diminuer les pertes par barbotage en modifiant les écoulements d'huile dans le carter. Afin de s'assurer que les flasques ne coupent pas l'échange thermique entre l'huile et le carter une série de thermocouples a été installée dans le carter d'essai (voir Figure 4-12). Deux thermocouples sont

collés au carter, un sur le côté gauche (2) et un autre sur le fond (1) où une des résistances chauffantes est collée. Les thermocouples (3) et (4) sont collés, sur les flasques, suffisamment haut pour ne pas être immergés dans le bain d'huile. Enfin un dernier (5) est suspendu à 10mm au-dessus du fond.

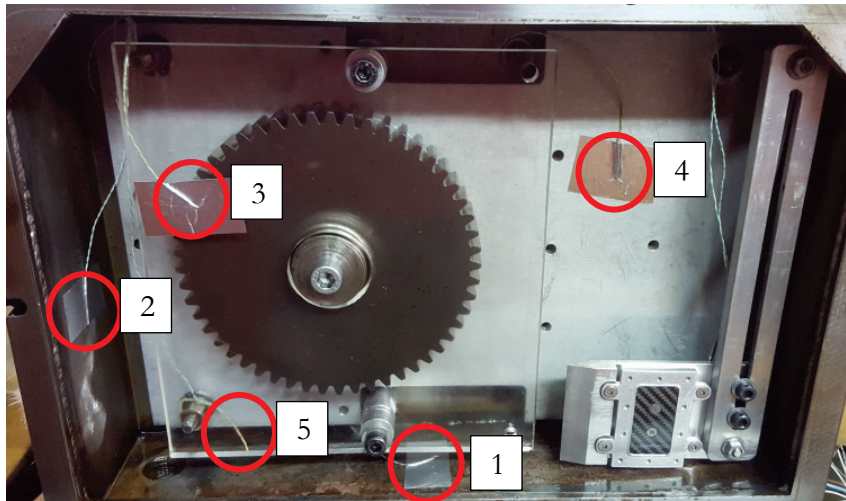


Figure 4-12 Emplacement des thermocouples

La Figure 4-13 présente un exemple de mesures de températures pendant un essai. Les mesures montrent que les flasques et les parties du banc non chauffées sont à la température de l'huile. Le fond du banc est quant à lui chauffé par une résistance électrique. Il a donc une température plus élevée que le reste du banc. Le même essai réalisé cette fois sans flasque a montré que la différence de température entre le fond du carter et l'huile est faiblement impactée par la présence des flasques. L'huile continue de circuler et garde son rôle d'homogénéisation des températures.

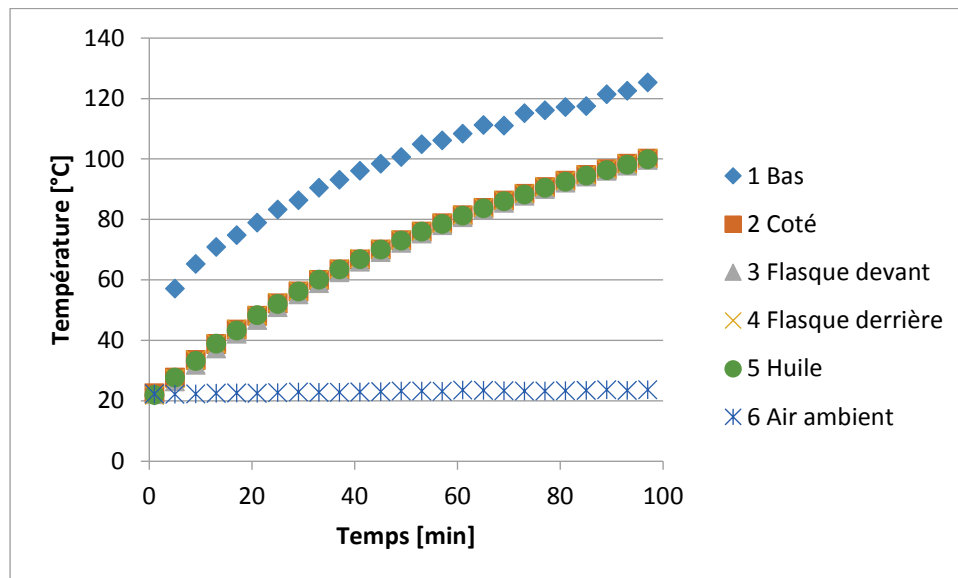


Figure 4-13 Températures mesurées lors d'un essai, Roue G3, Huile 1, 7000 tr/min,  $h/R_p=0,25$ , Jeux axiaux symétriques à 4 mm

Si les roulements ne sont pas partiellement immergés (ce qui est le cas dans le réducteur HV), ils doivent être lubrifiés par la récupération des projections d'huile générées par les pignons. Afin d'investiguer l'impact des flasques, des mesures de débit ont été réalisées (voir Tableau 4-3). La Figure 4-14 montre une partie des résultats. Les flasques ne coupent pas le débit de projection mesuré. Les débits mesurés avec deux flasques sont du même ordre que ceux mesurés sans

flasque et ce même en configuration asymétrique. Dans le cas où le jeu est grand et les flasques placées symétriquement, les projections sont guidées et il est possible de récolter plus d'huile.

Tableau 4-3 Conditions pour les mesures de débit réalisées

Roues	G3-G3B-G1,5
h/Rp	0,3-0,5
Jeux axiaux	Symétrique à 4, 10mm Asymétrique à 1, 4, 7mm
Température	25, 40, 60°C
Vitesse	1000 à 7000 tr/min
Huile	3

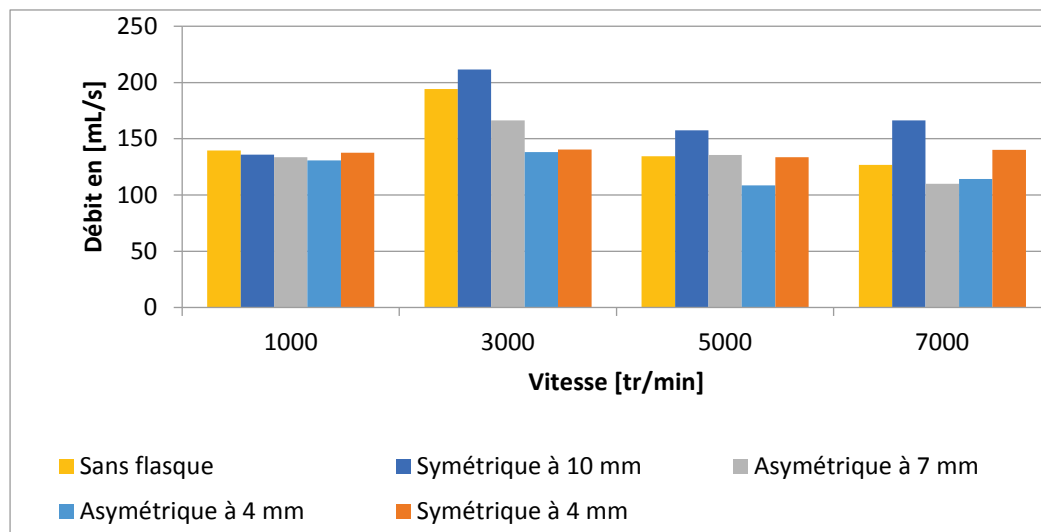


Figure 4-14 Débits mesurés pour plusieurs configurations, Roue G3, h/Rp= 0,3, Huile 3 à 40°C

### 4.3.3 Influence des flasques sur l'aération et les pertes

L'article de 2008 [95] ne traite pas du cas des hautes températures pour lesquelles il est constaté une aération du bain d'huile. Ce paragraphe s'attache à l'analyse expérimentale de l'interaction entre les flasques et le couple « aération / pertes par barbotage ».

#### 4.3.3.1 Influence du lubrifiant

Pour diminuer les pertes par barbotage il est possible de choisir un lubrifiant qui s'aère moins au prix d'une complexification du cahier des charges de celui-ci. La Figure 4-15 montre l'impact des flasques sur l'aération pour deux lubrifiants. L'huile 1 est moins optimisée du point de vue aération, sans flasque elle s'aère plus que l'huile 2. La Figure 4-16 montre que ce surplus d'aération provoque des pertes de puissance supplémentaires. Cela est conforme aux tendances constatées par G.Leprince pendant sa thèse [57].

L'utilisation de flasques placées symétriquement par rapport à la roue présente un gain double. A basse température lorsque l'aération est faible, elles réduisent les pertes de puissance en modifiant l'écoulement d'huile dans le carter. A haute température elles empêchent le bain d'huile de s'aérer fortement. Sur cet essai les flasques ramènent l'aération à des niveaux faibles et conduisent à un comportement similaire pour les deux lubrifiants

Les flasques limitent les pertes de puissance en gênant l'effet de pompe centrifuge lié à la denture [95]. Cependant elles limitent aussi le volume d'huile brassé par la roue, l'huile et l'air se

trouvant dans l'espace inter-dent se mélangent moins. Moins d'air est inséré dans le bain d'huile et l'aération est plus faible.

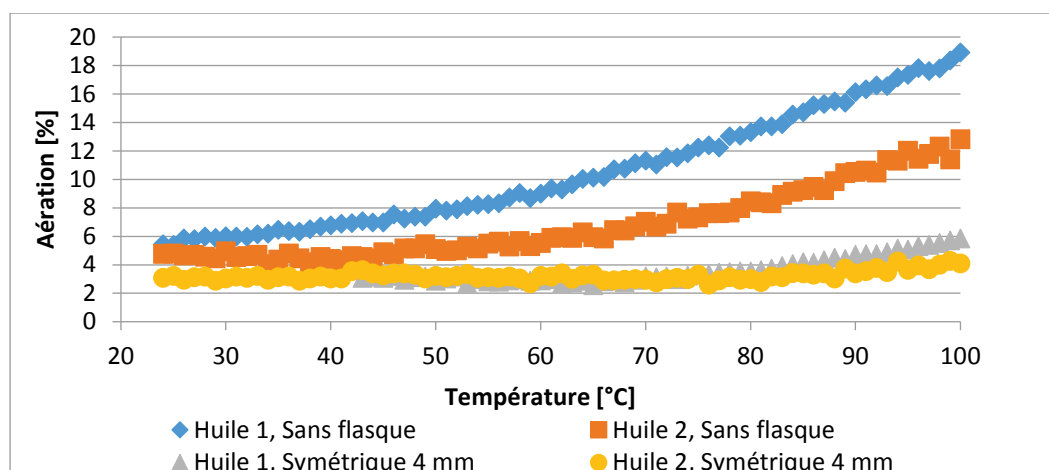


Figure 4-15 Aération pour deux huiles différentes, avec et sans flasques, Roue G3,  $h/R_p=0,25$ , 7000tr/min

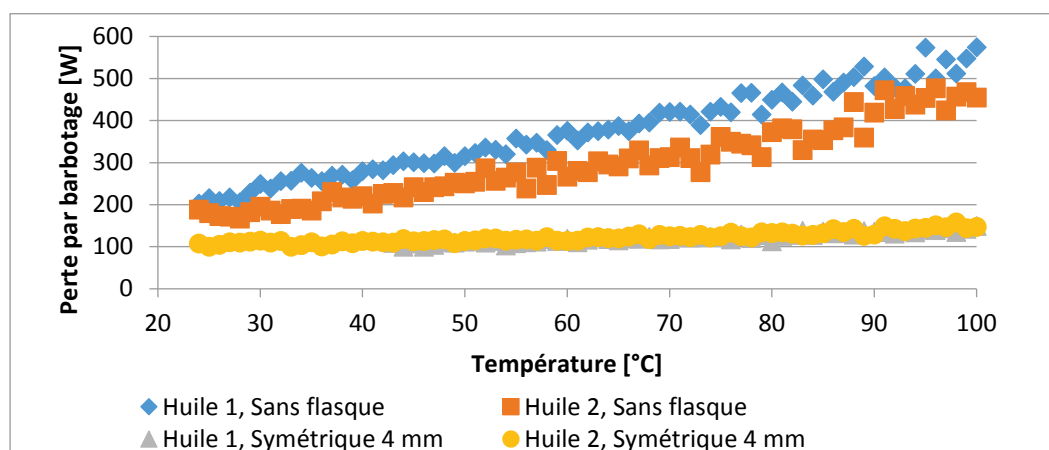


Figure 4-16 Pertes de puissance pour deux huiles différentes, avec et sans flasques, Roue G3,  $h/R_p=0,25$ , 7000tr/min

Les figures Figure 4-17 et Figure 4-18 présentent le gain apporté par l'utilisation de flasques pour une roue de module plus faible ainsi qu'à une immersion plus élevée. Elles montrent le rapport entre les mesures sans flasque prises comme référence (notées  $Q_{ref}$  pour la perte par barbotage et  $A\%_{ref}$  pour l'aération) et les mesures réalisées avec les flasques ( $Q$  et  $A\%$ ). Les flasques diminuent encore une fois largement l'aération jusqu'à des niveaux où il n'est pas nécessaire de la prendre en compte ( $A\% < 10\%$ ).

Les pertes par barbotage sont elle aussi réduites, cependant le gain diminue avec l'augmentation de la température alors que les niveaux d'aération mesurés sont suffisamment faible pour être négligés. Cette diminution du gain est sans doute reliée au remplissage de l'espace inter flasque. Cet espace est d'autant plus facile à remplir que l'huile est chaude (et donc fluide) et que l'immersion relative est élevée. L'efficacité des flasques semble découler d'un équilibre entre remplissage gravitaire de l'espace inter flasque et l'éjection d'huile provoquée par la denture.

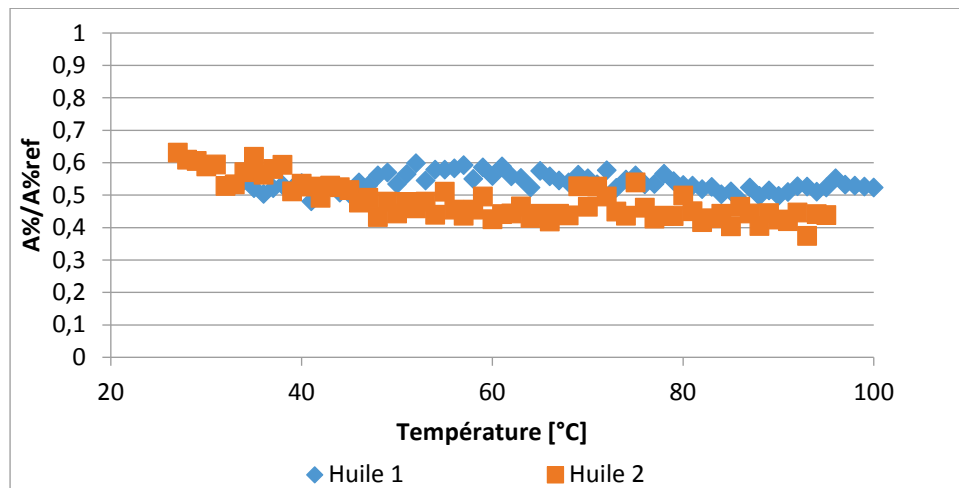


Figure 4-17 Gain d'aération pour deux huiles différentes, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, configuration symétrique 4mm

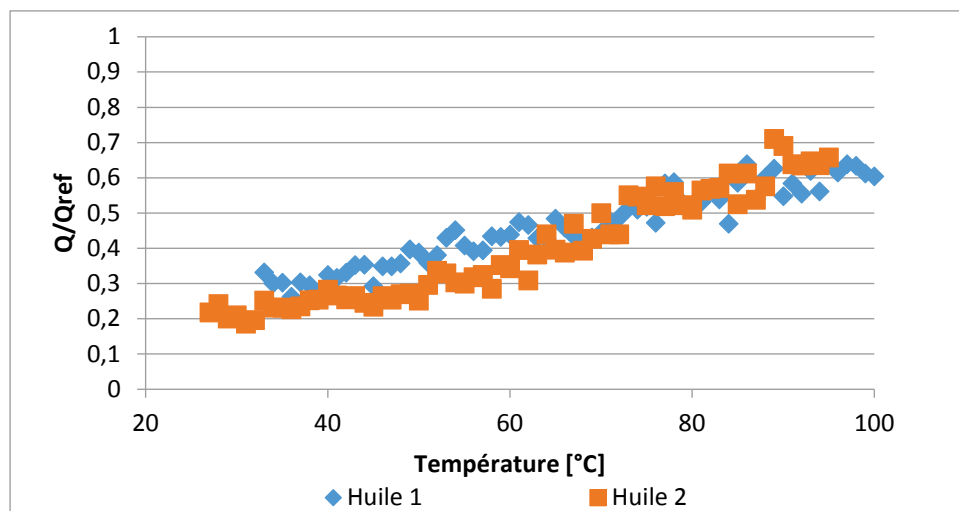


Figure 4-18 Gain de pertes de puissance pour deux huiles différentes, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, configuration symétrique 4mm

Les huiles 1 et 2 se distinguent par leur propension à s'aérer. En utilisant des flasques l'aération est diminuée. Le choix du lubrifiant a alors moins d'impact sur les pertes par barbotage lorsque des flasques sont utilisés.

#### 4.3.3.2 Influence du jeu axial sur l'aération

En éloignant les flasques de la roue le gain sur les pertes diminue. L'espace inter flasque est plus grand et se remplit plus facilement. Les figures Figure 4-19 et Figure 4-20 comparent les gains en aération et pertes pour deux jeux différents. A basse température un jeu de 7mm permet de réaliser un gain de pertes de l'ordre de 50%. La température augmentant l'espace inter flasques se remplit et le gain diminue. A haute température les flasques placées à 7mm permettent un gain faible. Le gain de pertes à haute température est de l'ordre de 15% et correspond au gain réalisé par la diminution de l'aération.

L'utilisation de flasques placés symétriquement par rapport à la roue permet de réduire l'aération à des niveaux acceptables (moins de 10%). Les pertes sont doublement impactées. D'une part l'aération diminuée n'est plus un problème à haute température et haute vitesse. D'autre part les flasques, en changeant l'écoulement autour de la roue, permettent une large diminution des pertes de puissance. Cependant ce deuxième effet est dépendant de la température et de la capacité de lubrifiant à remplir l'espace inter flasque.

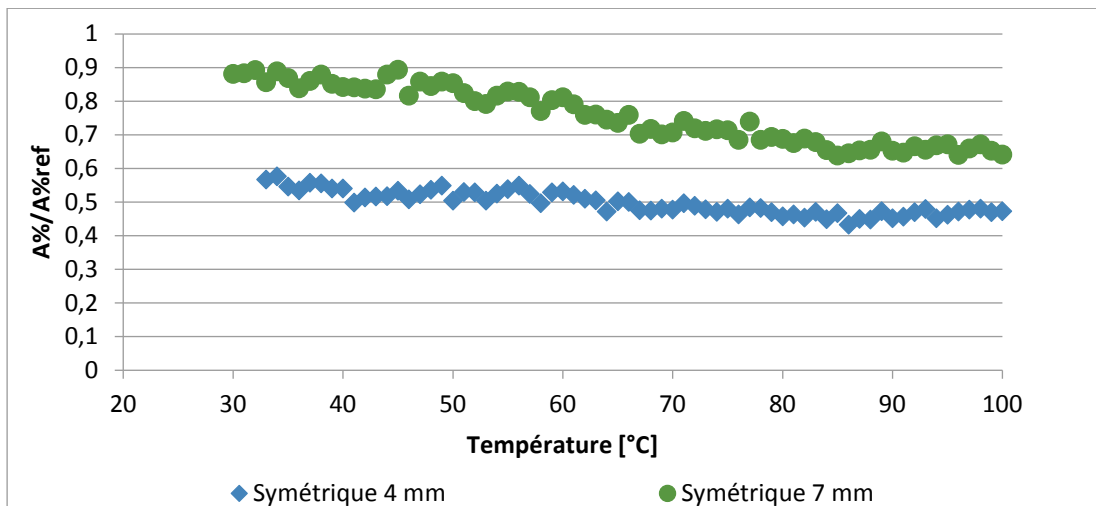


Figure 4-19 Gain d'aération pour deux jeux différents, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, Huile 1

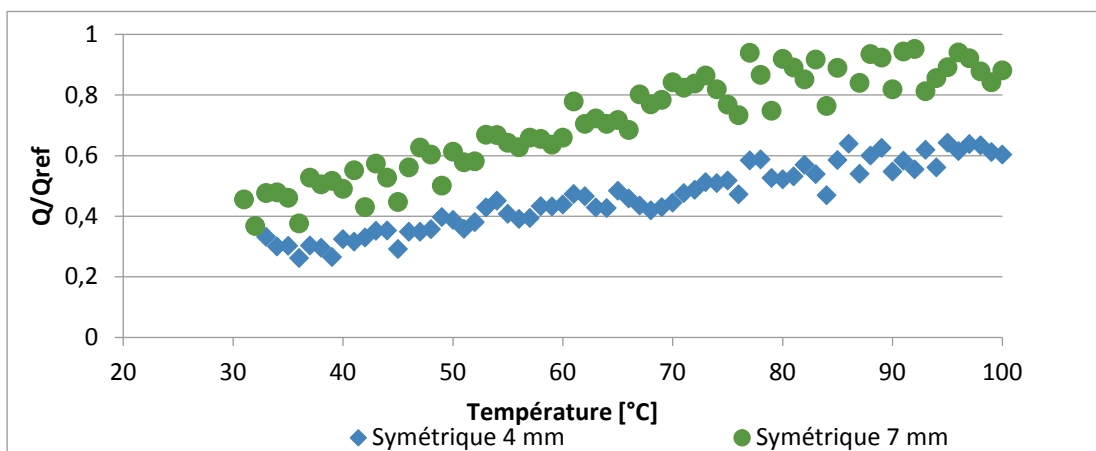


Figure 4-20 Gain de pertes de puissance pour deux jeux différents, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, Huile 1

Les flasques diminuent largement le barbotage cependant elles perdent en efficacité avec la montée en température. Pour maintenir le gain sur la plus grande plage d'utilisation il est nécessaire de diminuer le jeu à une valeur inférieure à 4 mm.

#### 4.3.3.3 Utilisation d'un unique flasque

Il n'est pas toujours possible d'insérer un flasque de chaque côté des roues. Les figures Figure 4-21 et Figure 4-22 montrent la comparaison pour un cas très immergé entre les gains obtenus avec une configuration symétrique et avec une asymétrique. L'utilisation d'un seul flasque est beaucoup moins efficace pour réduire l'aération et les pertes. Pour ce cas très immergé, seule la moitié du gain potentiel est atteinte.

Les flasques ne semblent pas interagir fortement entre elles. Le gain sur les pertes et l'aération vient de la modification des écoulements sur le côté de la roue et non pas d'un assèchement de volume piégé entre les deux flasques.



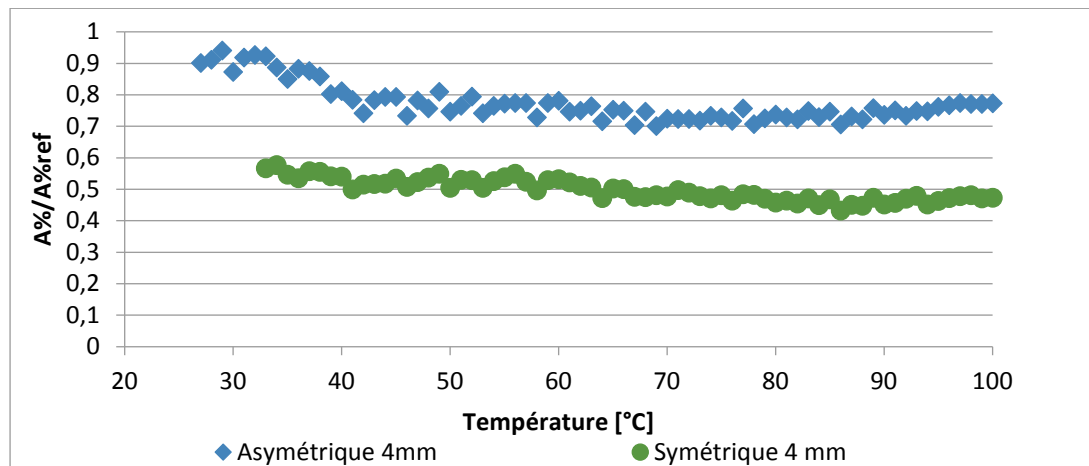


Figure 4-21 Gain d'aération pour deux configurations de flasque différentes, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, Huile 1

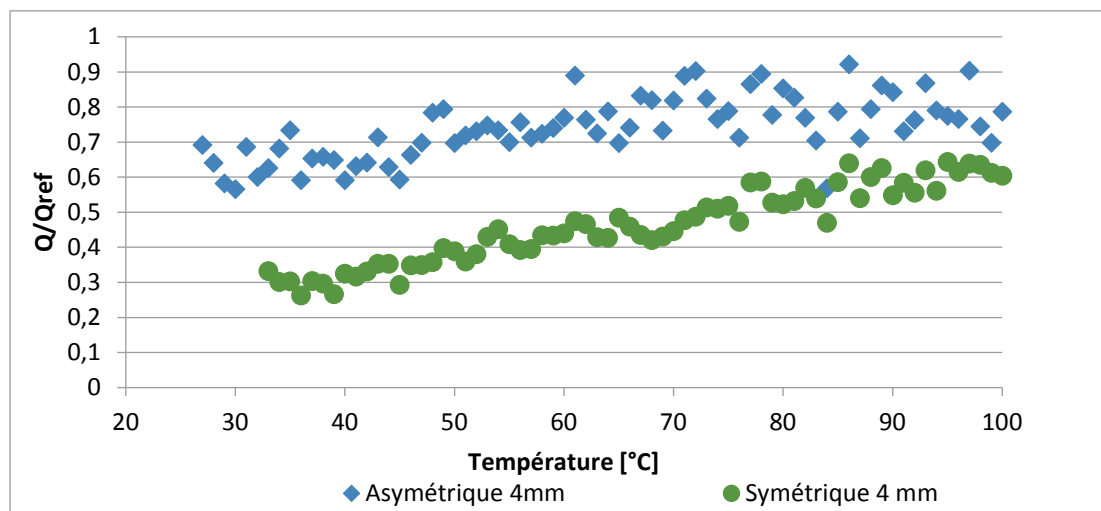


Figure 4-22 Gain de pertes de puissance pour deux configurations de flasque différentes, Roue G1.5,  $h/R_p=0,5$ , 7000tr/min, Huile 1

Les figures Figure 4-23 et Figure 4-24 montrent le même type de mesures mais réalisées avec une immersion plus faible ainsi qu'avec une roue de module plus élevé provoquant plus d'aération. Les mêmes tendances que celles relevées précédemment à l'aide de la roue de module 1,5 sont présente. Le gain obtenu avec une seul flasque est à mi-chemin entre celui réalisé avec deux flasques et le cas sans flasque.

L'utilisation d'un seul flasque se révèle donc être moins intéressante pour réduire les pertes de puissance. Il est donc nécessaire de privilégier l'utilisation de deux flasques pour la roue du réducteur HV.

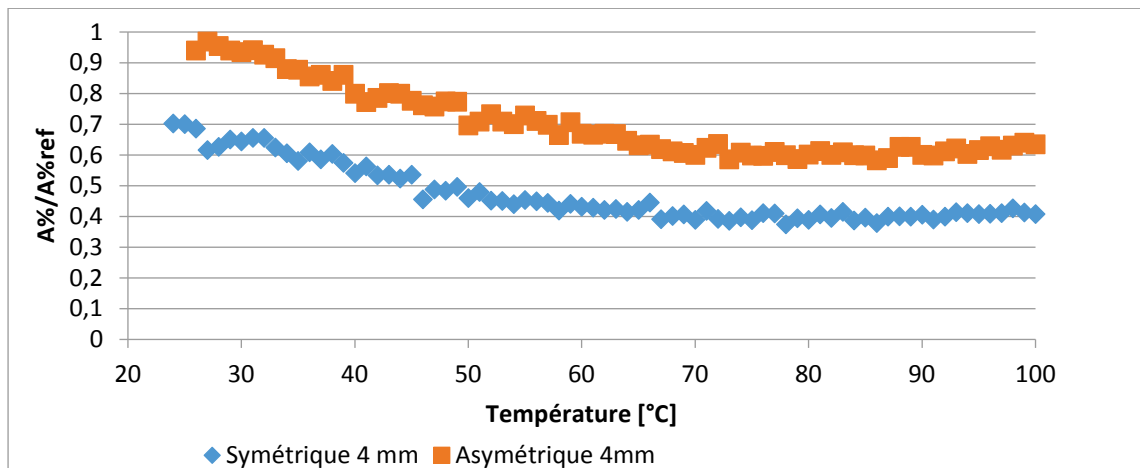


Figure 4-23 Gain d'aération pour deux configurations de flasque différentes, Roue G3,  $h/R_p=0,2$ , 7000tr/min, Huile 1

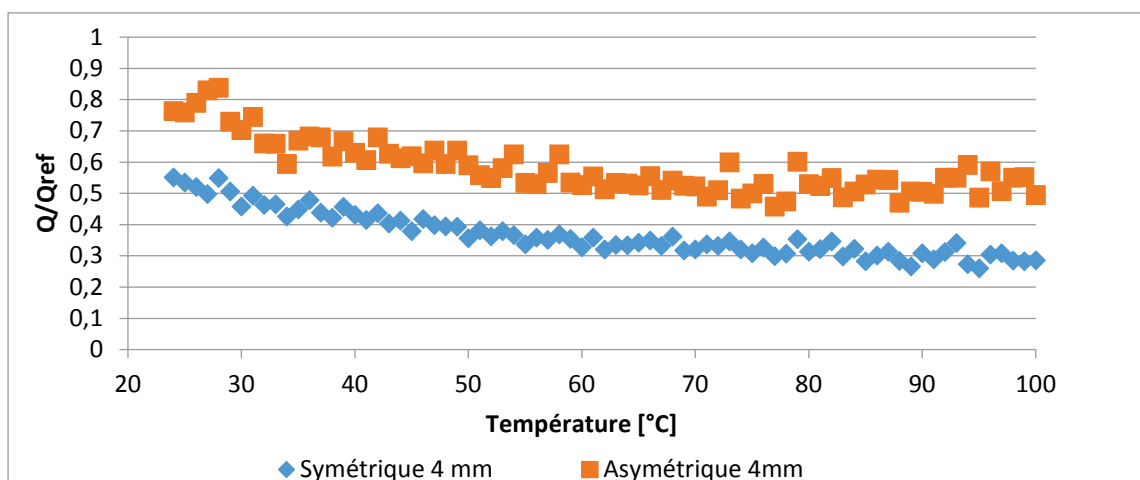


Figure 4-24 Gain de pertes de puissance pour deux configurations de flasque différentes, Roue G3,  $h/R_p=0,2$ , 7000tr/min, Huile 1

#### 4.3.3.4 Cas des dentures hélicoïdales

Les pignons utilisés dans les réducteurs automobiles sont le plus souvent à denture hélicoïdale. A l'inverse des dentures droites il n'existe pas de plan de symétrie perpendiculaire à l'axe. Dans le cas de l'utilisation d'un seul flasque il y a donc potentiellement une différence si celui-ci est placé devant ou derrière la roue. Les figures Figure 4-25 et Figure 4-26 montrent des mesures faites avec la roue G3b ayant une denture hélicoïdale (angle d'hélice de  $15^\circ$ ). Les essais réalisés n'ont pas révélé de différence de comportement.

Deux remarques peuvent être faites. Dans le cas du barbotage cela prouve que les dentures hélicoïdales ne se comportent pas comme une pompe axiale. Cela montre aussi que la forme de la denture joue peu sur le phénomène de barbotage.

Dans le cas symétrique les tendances identifiées avec les dentures droites sont toujours valides (voir Figure 4-27). Les flasques permettent de réduire l'aération à des valeurs plus petites que 10% et diminuent les pertes.

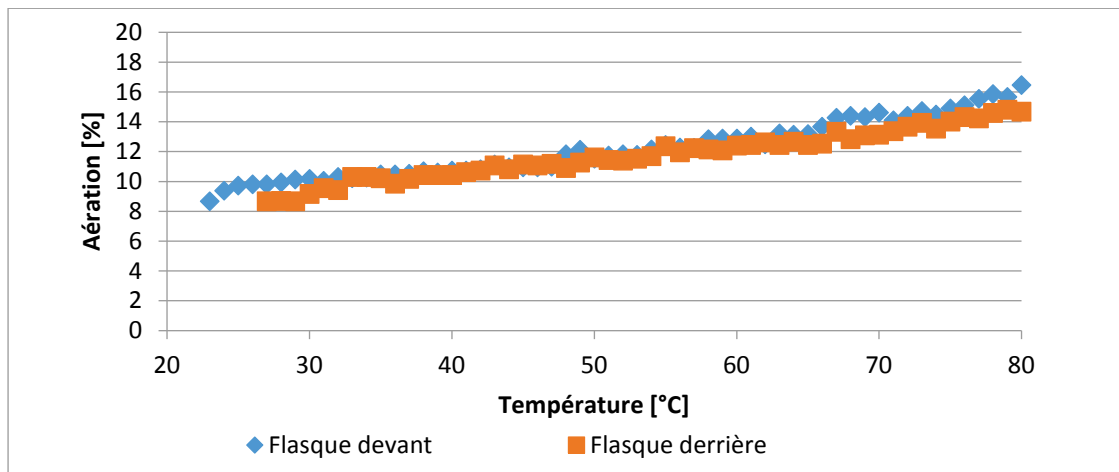


Figure 4-25 Pertes de puissance selon la position de la flasque, Roue G3b,  $h/R_p=0,3$ , 7000tr/min, Huile 1

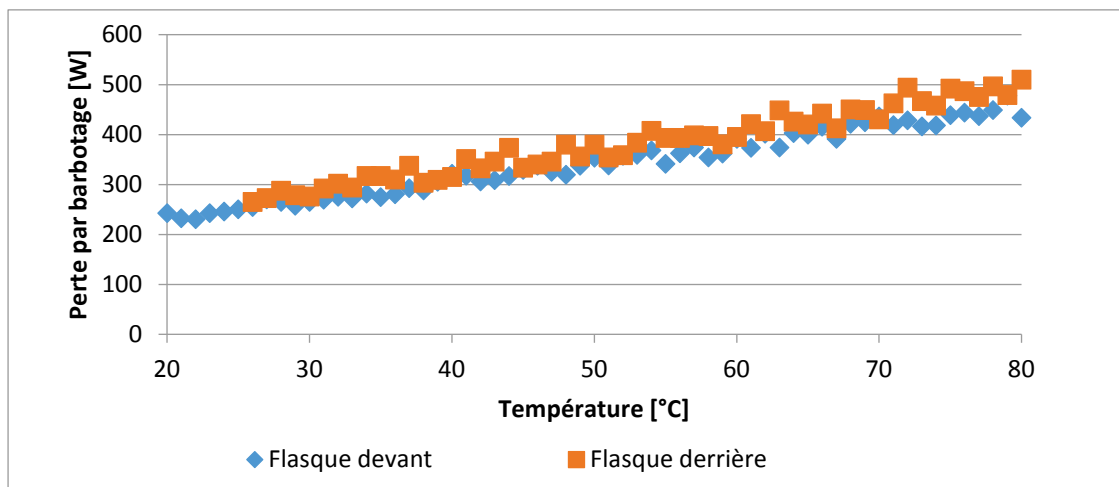


Figure 4-26 Aération selon la position de la flasque, Roue G3b,  $h/R_p=0,3$ , 7000tr/min, Huile 1

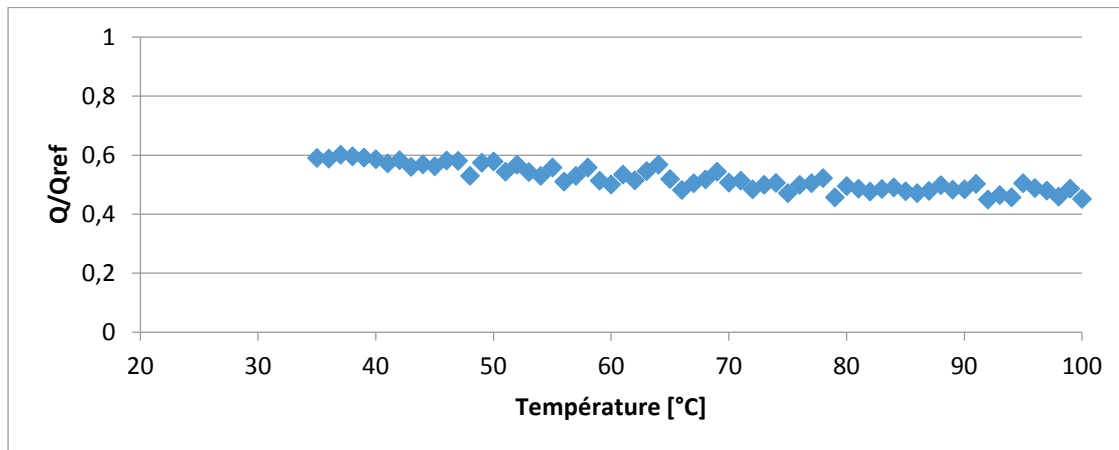


Figure 4-27 Gain de pertes de puissance, Roue G3b,  $h/R_p=0,3$ , 7000tr/min, Huile 1, configuration symétrique 4 mm

## 4.4 Développement d'un modèle

### 4.4.1 Formulation des pertes

En 2008 des formulations destinées à calculer le gain apporté par l'utilisation de flasque ont été proposées [95]. Elles ont été élaborées avec les essais avec deux flasques symétriques décrits dans le paragraphe 4.3.2, et prennent la forme suivante :

$$\text{Pour } Re_c < 6000 \quad \frac{Q}{Q_{ref}} = 2.17 * \left(\frac{D_p}{H_f}\right)^{3/4} \left(\frac{Ja}{R_p}\right)^{0.383(D_p/H_f)} \quad 4.3.$$

$$\text{Pour } Re_c > 9000 \quad \frac{Q}{Q_{ref}} = 0,76 * \left(\frac{D_f}{H_f}\right)^{0,48} \left(\frac{Ja}{\sqrt{mb}}\right)^{0,548(D_p/H_f)} \quad 4.4.$$

Elles s'appliquent aux deux régimes d'écoulement identifiés dans un article de 2007 [53]. Cet article présente une première version des formules de pertes par barbotage présentée dans le chapitre 1.5.1. Ces formulations ont ensuite été complétées en 2011 par l'identification de deux régimes de barbotage liés au terme d'accélération  $\gamma$  [54].

La roue de l'étage GV du réducteur HV évolue pour les conditions autoroute et route dans le régime d'écoulement défini par  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c > 4000$ . Lors de la création des formules 4.3 et 4.4 ce régime n'avait pas encore été caractérisé. De plus les formulations proposées considèrent que le gain apporté par les flasques est indépendant de l'immersion. Cela s'explique par le fait qu'elles ont été élaborées avec des essais réalisés à une immersion constante de 0,5. La Figure 4-28 montre que le gain sur les pertes de puissance varie en fonction du niveau d'huile.

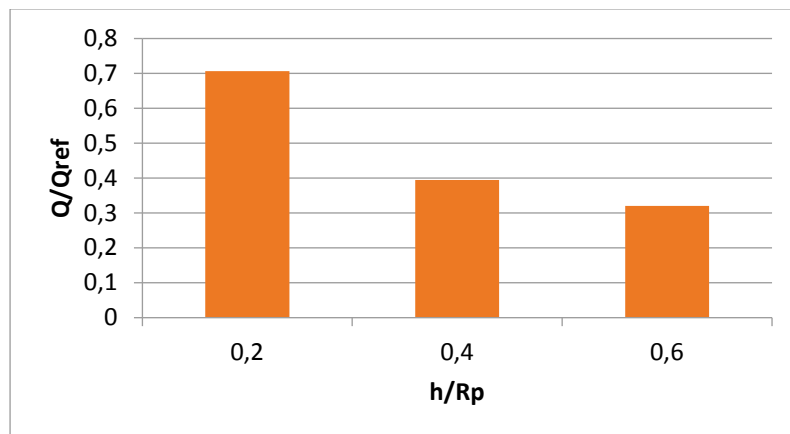


Figure 4-28 Gain de perte de puissance apporté par des flasques positionnés à 4mm, en fonction du niveau d'immersion, Roue G3, huile 1, 30°C, 7000tr/min

Partant du constat que les formulations sur le gain apporté par les flasques proposées en 2007 peuvent être prises en défaut, ce sous chapitre porte sur l'élaboration d'une nouvelle approche. Cette approche se concentre sur le régime  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c > 4000$ , régime qui concerne les hautes vitesses et des températures plus élevées. L'utilisation d'un unique flasque s'est révélé être moins efficace. La nouvelle formulation se concentrera sur les configurations où les flasques sont placées symétriquement. L'approche se place dans la continuité du travail exposé dans le paragraphe 1.5.1.

Les flasques ont un double effet de réduction des pertes de puissance. D'une part elles empêchent le bain d'huile de s'aérer. D'autre part en modifiant l'écoulement d'huile elles diminuent le brassage du lubrifiant. Pour les conditions mêlant grande vitesse et haute température le rapport  $Q/Q_{ref}$  comprend donc des facteurs liés à l'aération du bain d'huile. L'aération sans flasque n'étant pas facilement caractérisable, la définition d'un nouveau facteur  $Q/Q_{ref}$  semble complexe.

Une autre façon de faire pour caractériser les pertes de puissance en présence de flasques est de repartir de l'analyse dimensionnelle du problème de barbotage. Celle-ci a permis d'exprimer le couple adimensionnel de traînée sous la forme de cinq groupes de paramètres qui utilisent le diamètre primitif comme paramètre principal associé à la longueur [54] :

$$Cm = f\left(\frac{h}{Dp}, \frac{V_0}{Dp^3}, Fr, Re, \frac{b}{Dp}\right) \quad 4.5.$$

L'exploitation des essais et l'analyse des phénomènes physiques en jeux permettent ensuite de définir :

- quelles longueurs caractéristiques doivent être prises en compte dans les nombres adimensionnels
- ainsi que la forme de la fonction  $f$  :

$$Cm = \psi_1 * \left(\frac{h}{Dp}\right)^{\psi_2} \left(\frac{V_0}{Dp^3}\right)^{\psi_3} Fr^{\psi_4} Re^{\psi_5} \left(\frac{b}{Dp}\right)^{\psi_6} \quad 4.6.$$

Les coefficients  $\psi$  sont des constantes qui peuvent être fixées grâce aux essais. Par exemple en réalisant un essai en ne faisant varier que la température, l'évolution de  $Cm$  sur un couple d'essais (a,b) est alors uniquement dépendante de la variation du nombre de Reynolds. Il est alors possible d'exprimer le coefficient  $\psi_5$  :

$$\psi_5 = \frac{\ln\left(\frac{Cm_a}{Cm_b}\right)}{\ln\left(\frac{Re_a}{Re_b}\right)} \quad 4.7.$$

Il est ensuite possible de déterminer l'exposant du nombre de Froude en réalisant deux essais (a,b) où seule la vitesse change. La vitesse intervenant aussi dans l'expression du nombre de Reynolds il est nécessaire de le prendre son évolution en compte :

$$\psi_4 = \frac{\ln\left(\frac{Cm_a}{Cm_b} \cdot \left(\frac{Re_b}{Re_a}\right)^{\psi_5}\right)}{\ln\left(\frac{Fr_a}{Fr_b}\right)} \quad 4.8.$$

En reproduisant le même schéma il est possible de déterminer les autres coefficients  $\psi$  à l'exception de  $\psi_1$  qui lui est calculé pour minimiser les écarts entre les valeurs expérimentales et théoriques.

L'ajout de flasques au système ajoute les paramètres dimensionnels  $Ja$  et  $H_f$  à l'analyse. Un seul jeu est nécessaire l'analyse étant faite pour les configurations symétriques. L'influence de la hauteur des flasques et des jeux est alors prise en compte en construisant deux paramètres basés sur le diamètre primitif :  $H_f/Dp$  et  $Ja/Dp$ . En combinant  $Ja/Dp$  et  $b/Dp$  le paramètre

adimensionnel  $Ja/b$  ressort, celui-ci est utilisé pour faire ressortir explicitement que plus la denture est étroite plus il faut rapprocher les flasques. De plus comme dans l'article de 2008, les essais révèlent l'influence du rapport  $D_p/H_f$  dans l'exposant du paramètre prenant en compte l'influence du jeu. Cela conduit à formuler le couple adimensionnel de trainée sous la forme suivante :

$$Cm = \psi_1 * \left(\frac{h}{Dp}\right)^{\psi_2} \left(\frac{V_0}{Dp^3}\right)^{\psi_3} Fr^{\psi_4} Rec^{\psi_5} \left(\frac{b}{Dp}\right)^{\psi_6} * \left(\frac{H_f}{Dp}\right)^{\psi_7} \left(\frac{Ja}{b}\right)^{\psi_8(D_p/H_f)} \quad 4.9.$$

La Figure 4-29 montre le comportement typique des pertes constaté lors des essais. A partir d'une certaine température les flasques perdent en efficacité. Jusqu'à cette température les pertes ne dépendent de la température que par la dilatation du bain d'huile. Au-delà de cette température, la diminution du gain obtenu sur les pertes est à relier à la viscosité de l'huile et non à l'aération qui elle est maintenue à des niveaux faibles grâce aux flasques. Les pertes avec les flasques augmentent et finissent par égaler les pertes par barbotage sans flasque, et sans aération. La pente de ce régime de transition dépend du jeu axial, de la vitesse, de l'immersion, ainsi que de l'huile. De manière générale aucun effet des flasques n'a été constaté pour des jeux supérieurs à 10mm. Les jeux qui permettent de maintenir le gain maximum sur une large plage de température et de vitesse sont inférieurs à 3mm.

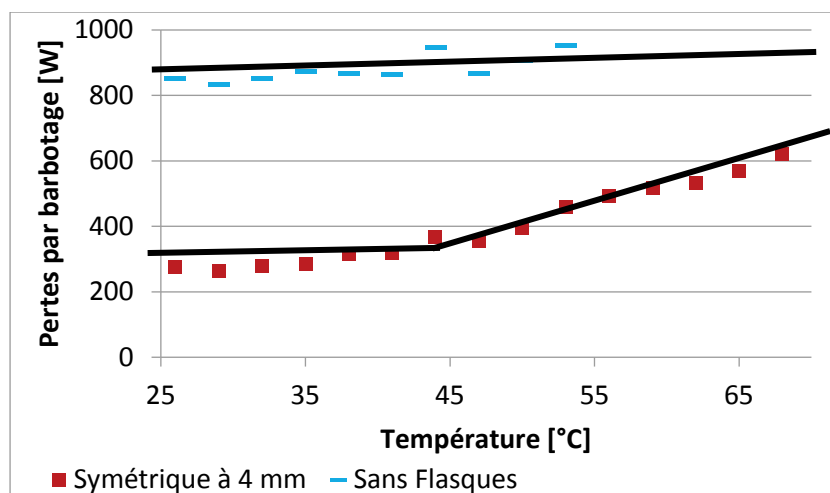


Figure 4-29 Comportement des pertes de puissance en présence de flasque, Roue G3, 7000tr/min, huile 3,  $h/R_p=0,6$

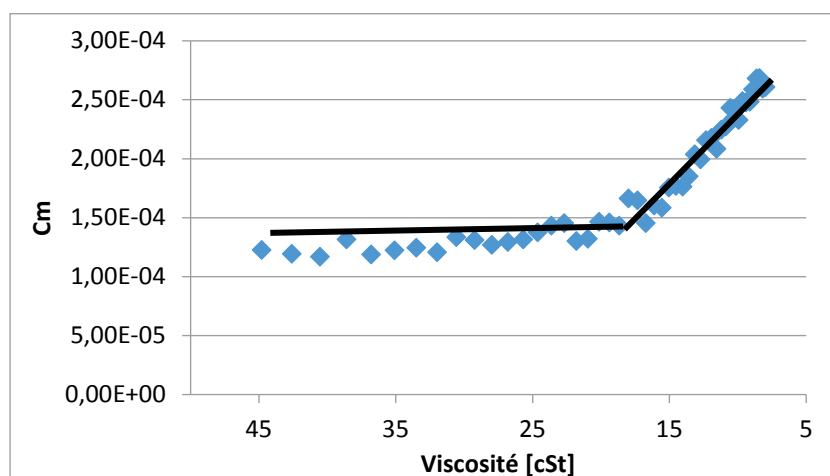


Figure 4-30 Comportement du  $C_m$  en fonction de la viscosité, Roue G3, 7000tr/min, huile 3,  $h/R_p=0,6$

L'exploitation de nombreux essais a permis de caractériser la zone d'efficacité maximale des flasques. Cette zone est marquée par une quasi non influence de la viscosité sur le coefficient adimensionnel de trainée (voir Figure 4-30). Cela est en accord avec le régime d'écoulement constaté sans flasques lui aussi indépendant du nombre de Reynolds quand la vitesse est suffisamment grande. A l'aide d'essais cette zone d'efficacité maximale des flasques a pu être caractérisée pour  $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$  et  $Re_c > 4000$  par la formulation suivante :

$$Cm = 0,16 * \left(\frac{h}{Dp}\right)^{-0,13} \left(\frac{V_0}{Dp^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,68} \left(\frac{b}{Dp}\right)^{0,85} * \left(\frac{H_f}{Dp}\right)^{1,8} \left(\frac{Ja}{b}\right)^{0,26(Dp/H_f)} \quad 4.10.$$

L'exposant régissant la force de l'immersion dans la formule est négatif (-0,13). Cela ne paraît pas naturel, en effet quand le niveau d'huile augmente les pertes augmentent elles aussi. Cependant il faut rappeler que Cm est un couple adimensionnel de trainée et qu'il va ensuite être multiplié entre autre par la surface mouillée qui elle augmente bien avec l'immersion, il n'y a donc pas d'incohérence.

L'influence du paramètre prenant en compte le volume d'huile reste inchangée. La puissance du nombre de Froude, nombre qui marque l'influence de la vitesse, est plus faible que dans le cas sans flasque mais reste négatif.

L'étude n'a pas permis de caractériser la zone qui dépend de la température d'huile. Des phénomènes complexes ont lieux dans le jeu entre les flasques et la roue. Quand la viscosité diminue le jeu semble se remplir d'huile. L'air et l'huile se mélangent entre les deux parois et ce fluide en étant éjecté participe aux pertes de puissance. Un critère permettant de s'assurer que les flasques aient leur plein potentiel a par contre été créé.

#### 4.4.2 Borne d'efficacité maximale des flasques

A partir d'une certaine température les flasques perdent en efficacité. L'explication semble être liée au remplissage de l'espace entre les flasques et la roue. Pour investiguer sur le phénomène, des mesures de débit projeté ont été réalisées. G.Leprince a montré que la diminution de viscosité réduit les projections d'huile quand aucun flasque n'est utilisé [57]. La Figure 4-31 montre qu'en utilisant des flasques la tendance s'inverse. L'explication à ce comportement ne peut venir que d'une modification locale de l'immersion de la roue dentée : avec une température plus élevée, le lubrifiant va remplir plus facilement l'espace derrière le flasque et va être projeté, le débit augmente alors avec la température.

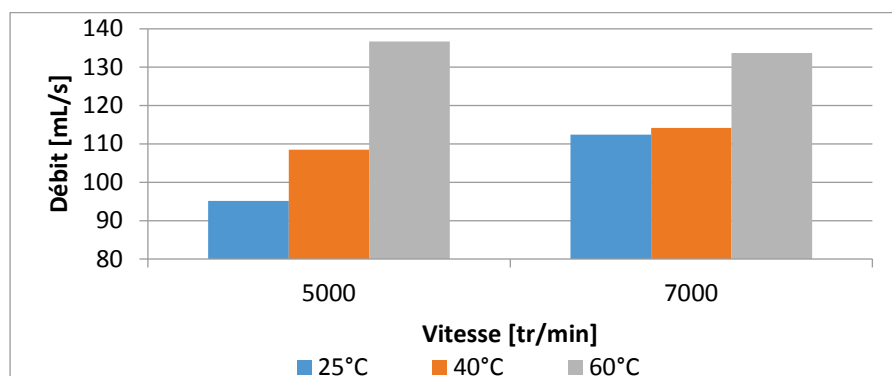


Figure 4-31 Débit d'huile en fonction de la température, Roue G3, Huile 3, un flasque à 4mm

Le changement de régime d'écoulement est intimement lié aux phénomènes ayant lieu dans l'espace entre la roue dentée et les flasques. Un critère se concentrant sur ces phénomènes a donc été créé.

Deux nombres adimensionnels sont utilisés. Le premier est le nombre de Froude. Le volume entre les flasques et la roue dentée est le lieu de phénomènes en concurrence. La rotation de la roue tend à éjecter l'huile et à vider ce volume. A l'inverse les forces de gravité ramènent l'huile et tendent à remplir ce volume. Le nombre de Froude est alors formé avec la hauteur immergée et non avec le rayon primitif comme dans la formule du couple adimensionnel de trainée.

Un second nombre adimensionnel est utilisé pour analyser l'écoulement d'huile qui prend forme entre les flasques. Il découle d'un nombre de Reynolds formé avec comme longueur caractéristique le jeu entre le flasque et la roue dentée:

$$Re = \frac{\omega R_p J a}{\nu} \quad 4.11.$$

Cependant l'étude des résultats fait ressortir le rôle du rapport  $\frac{Ja}{R_p}$ . Celui-ci est alors multiplié au Reynolds pour faire ressortir un nombre de Taylor. A l'origine ce nombre sert à caractériser la stabilité de l'écoulement d'un fluide placé entre deux tubes concentriques. Par analogie il est appliqué au cas de l'espace plan entre le flasque et la roue dentée.

Le rapport des deux nombres adimensionnels constitue le critère créé pour juger de l'efficacité des flasques :

$$\Gamma = \frac{Fr}{Ta} \quad 4.12.$$

Où :

$$-Fr = \frac{\Omega^2 R_p^2}{gh} = \text{énergie cinétique} / \text{énergie potentiel de gravité, nombre de Froude}$$

$$-Ta = \frac{\Omega J a^2}{\nu} = \text{forces d'inertie} / \text{forces visqueuses, nombre de Taylor}$$

Les essais ont permis de fixer la valeur de ce critère à partir duquel la formule 4.10 est valide. Ainsi si  $\Gamma$  est supérieure à 10 les flasques donnent leur plein potentiel. De plus le critère  $\Gamma$  peut être utilisé comme règle de conception lors du placement des flasques. Il permet de calculer le jeu maximum à partir duquel les flasques seront moins efficaces.

### 4.4.3 Comparaisons avec les mesures

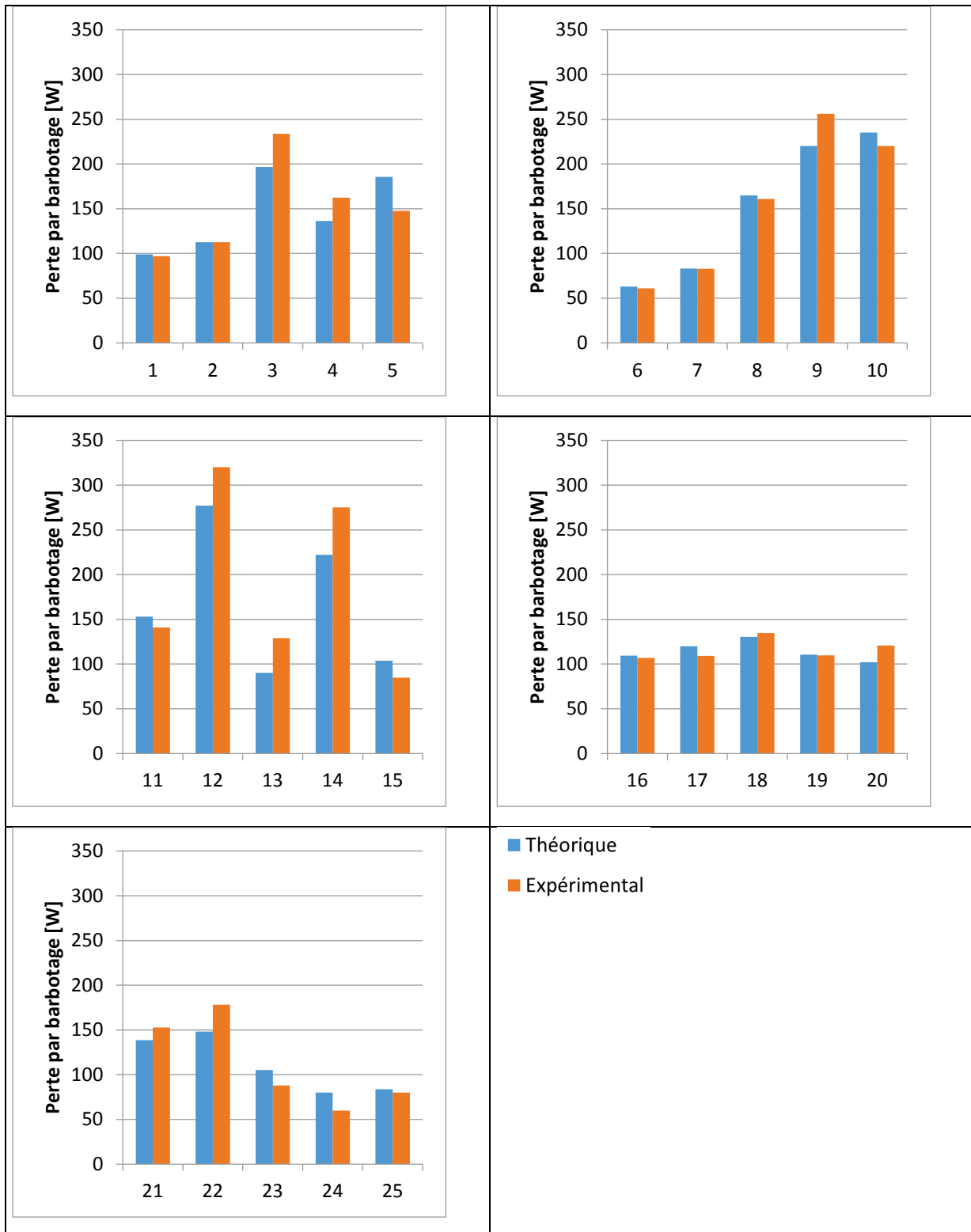
Le Tableau 4-4 présente un ensemble de 25 conditions d'essais pour lesquels  $\Gamma$  est supérieure à 10. Plusieurs géométries de roues dentées, types de lubrifiant, immersions, vitesses de rotation et jeux ont été testés. Les résultats obtenus à l'aide de la formulation 4.12 sont montrés dans le Tableau 4-5. Le modèle présente une bonne corrélation avec les mesures lorsque le critère  $\Gamma$  est suffisamment grand.



Tableau 4-4 Caractéristiques des essais

Numéro d'essai	Roue	N° huile	h/Rp	N [tr/min]	Température [°C]	Jeu [mm]	Critère $\Gamma$
1	G1,5	3	0,4	7000	20	4	66
2	G1,5	3	0,4	7000	60	4	12
3	G5	3	0,4	7000	50	4	17
4	G5	3	0,4	5600	50	4	13
5	M5	3	0,4	7000	60	4	10
6	G3	3	0,4	4000	20	1	628
7	G3	3	0,4	4000	20	4	39
8	G3	3	0,4	7000	60	1	202
9	G3	3	0,4	7000	60	4	13
10	G3	3	0,4	7000	30	7	13
11	G3	3	0,2	7000	60	4	25
12	G3	3	0,6	7000	40	4	17
13	G3b	3	0,4	4000	40	4	15
14	G3b	3	0,4	7000	40	4	26
15	G1,5	2	0,5	7000	40	4	34
16	G1,5	2	0,5	7000	60	4	20
17	G3	2	0,25	7000	30	4	95
18	G3	2	0,25	7000	70	4	33
19	G3	1	0,25	7000	30	4	80
20	G3	1	0,25	7000	70	4	22
21	G3b	1	0,25	7000	30	4	79
22	G3b	1	0,25	7000	70	4	22
23	G1,5	1	0,5	7000	40	4	26
24	G1,5	1	0,5	7000	40	1	420
25	G1,5	1	0,5	7000	80	1	135

Tableau 4-5 Résultats de la nouvelle modélisation en fonction du numéro d'essai



## 4.5 Application

### 4.5.1 Choix du jeu appliqué aux flasques de la roue GV

La roue de l'étage GV du réducteur HV provoque des pertes par barbotage et aère le bain d'huile. L'utilisation de flasques accolées à cette roue doit permettre de diminuer ces deux sources de pertes. Pour utiliser les flasques il est nécessaire de fixer un jeu entre celles-ci et la roue dentée. Pour ce faire il est possible d'utiliser le critère  $\Gamma$ .

Pour s'assurer que les flasques gardent leur efficacité sur route et autoroute, le critère  $\Gamma$  a été calculé en utilisant des hypothèses qui ont tendance à le minimiser. Ainsi, sur la Figure 4-32, il est calculé avec une valeur d'immersion élevée ainsi qu'avec la température maximum du bain d'huile admise. Il ressort de cette figure qu'un jeu inférieur à 2,5mm doit permettre de réduire les pertes sur une large plage de fonctionnement. Un jeu de l'ordre de 2 mm semble réalisable dans un contexte automobile, il permet d'assurer un fonctionnement optimal des flasques pour une vitesse d'entrée supérieure à 16000 tr/min. En dessous de cette vitesse les flasques perdront en efficacité, ce n'est pas un problème car les pertes par barbotage sont faibles aux basses vitesses.

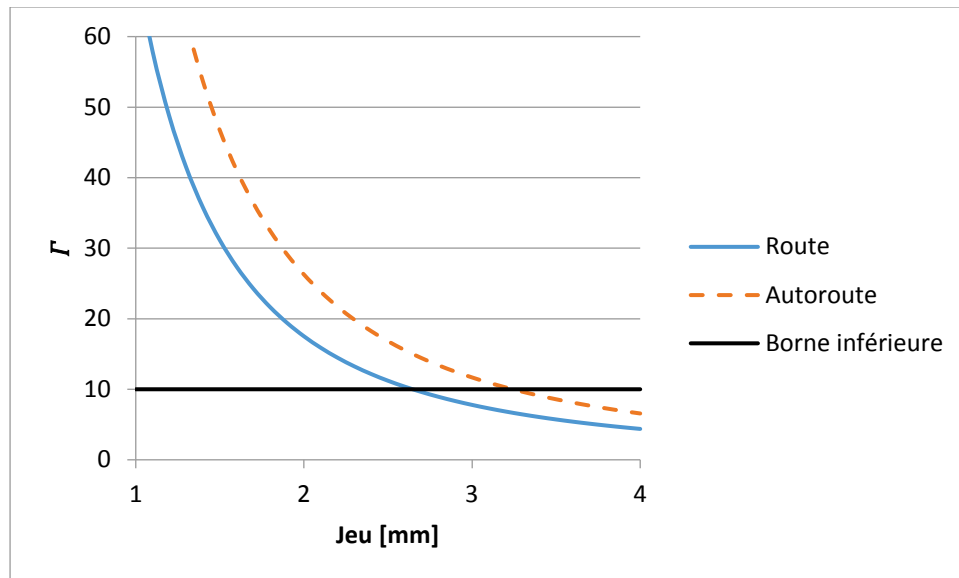


Figure 4-32 Critère  $\Gamma$  en fonction du jeu entre flasques et roue,  $h/R_p=0,5$ , Huile à 100°C

### 4.5.2 Impact des flasques sur le réducteur HV

Pour analyser l'impact des flasques sur le réducteur HV l'approche thermique simplifiée utilisant 4 nœuds par roulements est utilisée. Les hypothèses de modélisation utilisées dans le sous-chapitre 3.5 sont de nouveau employées (l'aération n'est pas prise en compte).

Pour une immersion relative de 0,25 de la roue GV les flasques permettent de diminuer de 50% et 60% les pertes par barbotage respectivement sur route et autoroute. Cette diminution des pertes de puissance impacte directement les températures du système et permet un gain général de quelques degrés (voir Figure 4-33).

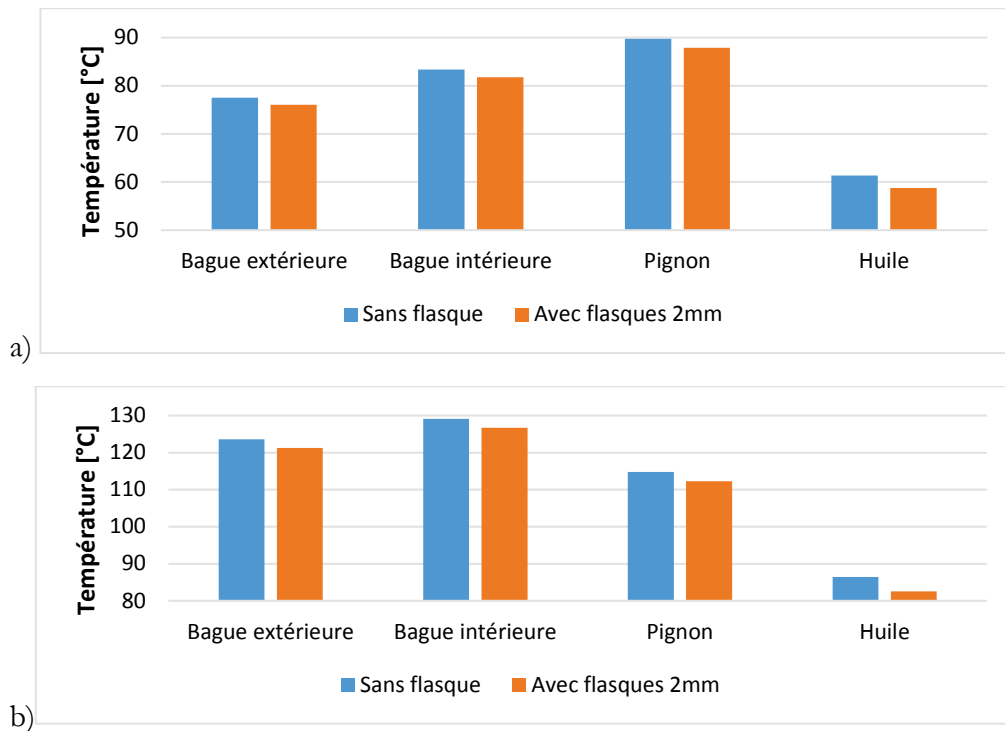


Figure 4-33 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV, de l'huile et de la roue dentée, avec et sans flasque. a) route b) autoroute

Jusqu'à présent le lien entre le niveau d'huile et le débit de lubrification des roulements n'a pas été abordé. L'hypothèse qu'il est toujours possible de récupérer suffisamment d'huile grâce aux projections d'huile était faite, ce qui bien évidemment n'est pas forcément réalisable.

Pour augmenter le débit de projection, pour un réducteur et une vitesse donnés, il est nécessaire d'augmenter le niveau d'huile. G.Leprince a proposé une série de formulations permettant de calculer un débit partiel projeté par une denture [57] en fonction du niveau d'huile. L'application de ces formules permet d'estimer qu'augmenter l'immersion de la roue de 0,25 à 0,45 permet de multiplier le débit de projection par 1,6.

Partant des conditions de lubrification utilisées jusqu'ici, c'est-à-dire une immersion de 0,25 et un débit de lubrification des roulements GV de 5 ml/s, passer à une immersion de 0,45 permettrait d'alimenter les roulements à hauteur de 8 ml/s.

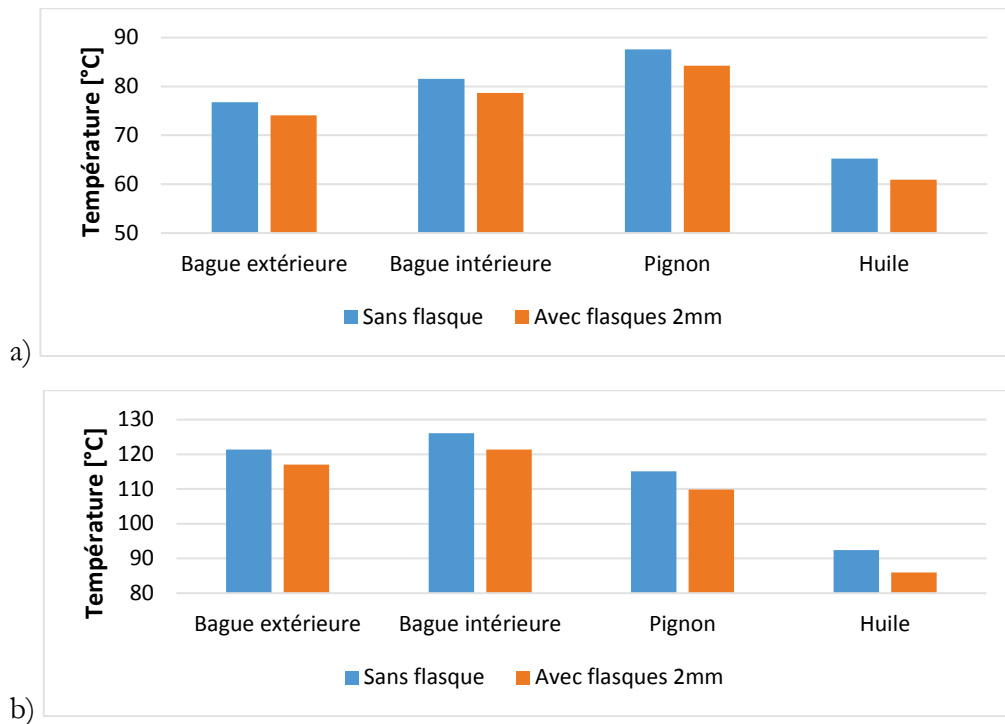


Figure 4-34 Températures du roulement 7204C de l'arbre GV, de l'huile et de la roue dentée, avec et sans flasque, immersion de la roue 0,45, débit roulement 8ml/s a) route b) autoroute

La Figure 4-35 montre les températures obtenues en passant l'immersion de la roue à 0,45 et le débit d'huile arrivant au roulement à 8ml/s. L'augmentation du débit de lubrification permet de faire baisser la température des roulements. En raisonnant sans flasque, ce gain est cependant réduit pas la montée en température du bain d'huile due à la plus grande immersion.

Les flasques permettent de limiter grandement les pertes par barbotage, grâce à cet effet ils permettent de limiter l'impact de la montée du niveau d'huile sur les températures du réducteur [97]. Cette montée en niveau d'huile est intéressante car elle permet par l'intermédiaire des projections de diminuer la température des roulements.

Ainsi pour la condition autoroute utiliser des flasques avec une immersion de 0,45 permet par rapport à un réducteur sans flasque et avec une immersion de 0,25 de :

- Gagner 100W sur les pertes par barbotage
- Diminuer la température des roulements de 8°C
- Diminuer la température du pignon de 5°C

Ces calculs ont été menés sans prendre en compte l'aération de l'huile, car il n'est pas possible d'estimer ce paramètre précisément. Ce phénomène va augmenter les pertes par barbotage et la température du réducteur lorsqu'aucun flasque n'est utilisé. Il semble donc que les flasques apporteront un gain plus important que celui chiffré dans ce sous chapitre.

### 4.5.3 Augmentation du rendement attendu sur le réducteur final

Dans le souhait de calculer le gain envisageable sur l'application finale la démarche exposée dans le sous-chapitre 2.3 est réutilisée. Le rendement est calculé en supposant une température d'huile homogène dans le réducteur. Il n'y a pas de couplage thermomécanique.

La Figure 4-35 compare le rendement des deux architectures présentées dans le sous-chapitre 2.2. En posant l'hypothèse que le bain d'huile est susceptible de s'aérer jusqu'à 25% les deux architectures ont des rendements comparables. L'architecture à 3 trains est alors la plus intéressante car plus compacte.

L'utilisation de flasques permet d'éviter le problème de l'aération ainsi que de diminuer largement les pertes par barbotage de la roue de l'étage GV. Le rendement des deux architectures peut être amélioré de plus de 0,4 point.

L'architecture à deux trains est initialement pénalisée par le barbotage à cause de la taille de ses roues. Provoquant de plus grandes pertes par barbotage elle bénéficie par contre plus de l'ajout de flasques. Au final elle permet ainsi d'obtenir un rendement supérieur à l'architecture à trois trains. Elle reste cependant la plus encombrante et la plus lourde.

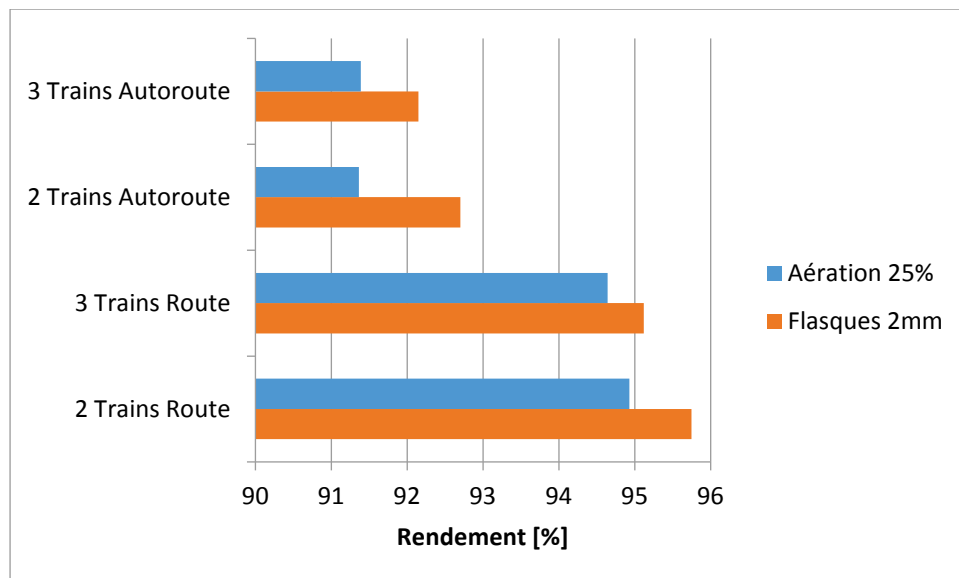


Figure 4-35 Rendement des architectures 2 et 3 trains avec et sans flasques sur la roue GV

## 4.6 Conclusion

A grande vitesse la roue de l'étage GV provoque des pertes par barbotage qui dégradent le rendement de la transmission. A des températures supérieures à 80°C elle provoque l'aération du bain d'huile et encore plus de puissance est perdue. Une solution simple a été identifiée pour réduire les pertes de puissance. La littérature montre qu'en insérant des flasques parallèles aux roues et suffisamment proches de ses flancs les pertes par barbotage peuvent être réduites.

Pour investiguer cette solution un banc d'essais dédié a été utilisé. Il permet de mesurer les pertes par barbotage provoquées par une roue partiellement immergée. Deux systèmes de mesure supplémentaires viennent équiper ce banc. Le premier est un débitmètre venant réceptionner les projections d'huile créées par la roue dentée. Le second permet la mesure de l'aération du bain d'huile in situ.

Pour s'assurer que les flasques ne vont pas gêner le refroidissement du réducteur, des mesures de températures et de débits ont été réalisées. Les flasques ne gênent pas la circulation de l'huile dans le bain, de plus elles n'impactent que faiblement les projections d'huile.

Des mesures de pertes par barbotage et d'aération ont été réalisées avec une vitesse en tête de denture comparable avec celles du réducteur HV. Grâce à des balayages en température de 30 à 100°C l'utilisation de flasques a été investiguée. Utiliser deux flasques permet de réduire l'aération à des niveaux inférieurs à 10%. A ce niveau il n'est plus nécessaire de la prendre en compte. De plus une très grande réduction des pertes par barbotage a été mesurée sur toute la plage de température. Ces tendances sont aussi valides pour les engrenages hélicoïdaux. Utiliser un seul flasque a moins d'impact sur les pertes et l'aération. Un gain est réalisable mais celui-ci est beaucoup plus faible qu'avec deux flasques.

L'étude met en avant deux régimes d'écoulement liés aux flasques. Le premier ne dépend pas de la température et offre un gain maximal. Ce régime a été caractérisé et une nouvelle formulation permet de calculer les pertes. Le second régime correspond à une perte d'efficacité des flasques lorsque la température augmente. L'espace entre la roue dentée et le flasque se remplit peu à peu et les flasques finissent par ne plus avoir d'impact sur les pertes. En plaçant les flasques suffisamment proches il est possible d'éviter ce phénomène. Un critère a été créé pour s'assurer que la nouvelle formulation des pertes est applicable. L'utilisation du critère permet de dimensionner le jeu entre les flasques et la roue dentée, et de donner un jeu maximal pour des conditions opératoires.

Le critère appliqué au réducteur HV permet de justifier un jeu de l'ordre de 2mm entre la roue GV et les flasques. En utilisant le modèle thermomécanique exposé dans le chapitre 3 l'impact des flasques sur les températures a été analysé. En réduisant les pertes de puissance les flasques diminuent globalement les températures de la transmission. Elles permettent aussi d'augmenter le niveau d'huile dans le réducteur en ne pénalisant que faiblement le rendement. Un niveau plus grand permet d'augmenter le débit d'huile amené aux roulements et de mieux les refroidir.

Enfin les calculs isothermes de rendement réalisés pour comparer deux architectures dans le chapitre 2 ont été mis à jour. Utiliser des flasques sur la roue de l'étage GV permet de gagner plus de 0,4 point de rendement. Les architectures deux trains et trois trains ont des rendements comparables si l'huile s'aère. Avec des flasques l'architecture à deux trains n'est plus pénalisée par le barbotage et montre un rendement supérieur à l'autre modèle de réducteur. Il reste cependant plus lourd et plus encombrant.





---

# Conclusion générale

---

L'industrie automobile souhaite réduire la taille et augmenter le rendement des moteurs électriques utilisés dans les voitures à propulsion hybride et électrique. En conservant des puissances identiques ces moteurs sont amenés à tourner plus vite : jusqu'à plus de 42.000tr/min. Pour ce faire il y a nécessité d'utiliser un réducteur mécanique entre le moteur et les roues. La réalisation de cette transmission mécanique doit se faire sans surcoût par rapport aux technologies actuellement utilisées dans les réducteurs acceptant 15000 tr/min, tout en assurant une grande compacité et un niveau de performance énergétique élevé.

Le travail présenté dans ce rapport se situe en amont de la phase de conception d'un réducteur d'essai lubrifié par barbotage, utilisant une vitesse d'entrée de 42000 tr/min pour une puissance de 50kW. Il a pour objectifs d'identifier les problèmes d'échauffement, d'analyser les sources de pertes de puissance ainsi que de proposer des voies d'amélioration énergétique.

Le premier chapitre présente un état de l'art sur le calcul du rendement des transmissions mécaniques par engrenage. Plusieurs sources de pertes de puissance doivent être prises en compte pour l'application visée. La solution d'étanchéité tournante classiquement utilisée, le joint à lèvres, est compatible avec l'arbre de sortie du réducteur et provoque des frottements faibles. Sur l'arbre d'entrée le fonctionnement est critique, d'autres solutions provoquant moins de pertes doivent être envisagées. Les pertes par frottement aux dentures sont calculables par plusieurs modèles analytiques, ces formulations ont toutes besoin d'un coefficient de frottement. Aucun consensus n'existe sur le calcul de ce paramètre, il peut cependant être estimé correctement à l'aide d'essais. La problématique de la grande vitesse touche particulièrement deux sources de pertes. Les roues partiellement immergées provoquent des pertes par brassage du bain d'huile : ce sont les pertes par barbotage. A grande vitesse l'huile risque de s'aérer et d'aggraver encore ce phénomène. Les roulements de l'arbre GV risquent de provoquer eux aussi des pertes de puissance importantes, cependant pour les plus hautes vitesses la validité des modèles de perte est incertaine. Par l'intermédiaire des caractéristiques du lubrifiant il y a un couplage entre les pertes de puissance et la température. La méthode des réseaux thermiques est adaptée à la modélisation thermomécanique des transmissions mécaniques et permet d'affiner le calcul du rendement tout en donnant la distribution des températures dans le réducteur.

Le second chapitre identifie les problèmes posés par l'utilisation d'une vitesse élevée. En se basant sur le cahier des charges de l'application finale, deux architectures de réducteur multi-étage sont proposées :

- Deux étages, avec de grands rapports de réduction unitaires et donc de grandes roues
- Trois étages, avec un engrènement et deux paliers supplémentaires mais des roues plus petites

En appliquant les modèles de pertes de puissances identifiées dans le premier chapitre, les deux architectures ont des rendements comparables. L'architecture à trois trains est désavantagée par l'engrènement et les deux roulements supplémentaires mais elle provoque moins de pertes par barbotage. Cette solution est la plus compacte et la moins lourde, elle semble être la plus intéressante. Dans les deux cas l'étage GV est responsable d'une grande part des pertes. La méthode des réseaux thermiques est alors appliquée à un projet de banc d'essai dédié à l'étude de l'étage GV. L'exploitation de ce modèle permet de faire ressortir deux problématiques. Les roulements de l'arbre GV produisent beaucoup de chaleur, leur échauffement aux plus hautes vitesses est critique. Cependant des questions subsistent quant aux pertes qu'ils produisent ainsi que sur la distribution interne de leurs températures. La roue provoque des pertes par barbotage,

---

pertes amplifiées par l'aération du bain d'huile. Cela contribue à l'échauffement général du réducteur et à la dégradation de son rendement.

Le troisième chapitre propose une amélioration de la modélisation thermomécanique des roulements de l'arbre GV. En l'absence de mesure de pertes de puissance sur les roulements GV, un nouveau modèle est développé. Il se base sur une description locale des sources de chaleurs. Elle vient alimenter un réseau thermique décrivant un roulement par plusieurs températures. Ce nouveau modèle thermomécanique de roulements est capable de reproduire les différences de température mesurées entre les bagues des roulements d'un banc d'essai FZG. Appliquée au modèle de l'étage GV, présenté dans le chapitre deux, cette modélisation des roulements conduit à des températures de fonctionnement des pièces tournantes plus élevées. Les gradients de température dans les roulements doivent être pris en compte.

Grâce à ce modèle, deux études de sensibilité sont menées. Il est démontré qu'il n'y a pas d'intérêt thermique à avoir un niveau d'huile élevé. Même si les pignons sont mieux refroidis le gain n'est pas suffisant pour compenser la hausse de température liée à la dégradation du rendement. Il est aussi montré qu'il est intéressant d'amener beaucoup d'huile aux roulements. Les roulements sont mieux refroidis et la baisse de température se répercute directement sur les températures dentures. Ceci ne peut se faire qu'en gardant une immersion significative de la roue, la création de pertes par barbotage importantes semble donc inévitable.

Le quatrième et dernier chapitre porte sur l'étude des pertes par barbotage et sur leur diminution. Le travail a été réalisé à l'aide d'un banc d'essais dédié à l'étude du barbotage. Ce moyen d'essais permet de s'approcher des vitesses périphériques visées sur l'étage GV. Il permet au choix de mesurer le débit d'huile projeté par la denture ou l'aération du bain d'huile. La littérature montre qu'en insérant des flasques parallèles aux pignons et suffisamment proches de ses flancs les pertes par barbotage peuvent être réduites. Après s'être assuré que cette solution ne nuira pas au refroidissement du réducteur, son impact sur les pertes et sur l'aération est investigué en détail. Utiliser deux flasques permet de réduire les pertes sur de grandes plages de température. Elles réduisent aussi fortement l'aération au point que la prise en compte de celle-ci ne soit plus nécessaire. Il n'est alors plus nécessaire d'optimiser le lubrifiant sur des caractéristiques limitant l'aération. L'utilisation d'un seul flasque est par contre moins intéressante. Un travail expérimental a permis de caractériser les pertes de puissance à grande vitesse lorsque deux flasques sont utilisés. Cependant les flasques perdent en efficacité lorsque : la viscosité de l'huile est trop faible, le jeu est trop grand, la vitesse est trop faible. Pour s'assurer que le gain maximum est atteint un critère prenant en compte les phénomènes physiques a été créé. En utilisant ce critère comme règle de conception il est possible d'identifier le jeu optimal.

L'utilisation du modèle thermomécanique exposé dans le chapitre 3 et de la caractérisation des pertes avec des flasques montrent que : les températures de la transmission sont globalement diminuées, un niveau d'huile plus haut peut être utilisé sans trop pénaliser le rendement, un niveau d'huile haut est intéressant pour augmenter le débit d'huile amené aux roulements et ainsi mieux refroidir paliers et pignons. En rebouclant sur le calcul du rendement des architectures finales, les flasques permettent d'augmenter le rendement de plus de 0,4% sur route et autoroute. L'architecture à deux trains se montre plus efficace, elle reste cependant plus lourde et plus encombrante que l'alternative à trois trains.

Les modèles analytiques proposées dans ce manuscrit permettent d'estimer le comportement thermomécanique d'un réducteur haute vitesse. Pour quantifier de manière fiable les pertes à l'engrènement il sera nécessaire de réaliser des essais de caractérisation du coefficient de

frottement. Les corrections de profil de denture peuvent largement améliorer le rendement. Puisqu'elles ont aussi un grand impact sur la réponse vibratoire et sur la résistance mécanique des engrenages, il paraît être intéressant de les optimiser au regard de ces trois critères. Les pertes de puissance provoquées par l'étanchéité sur l'arbre d'entrée n'ont pas fait l'objet d'une étude poussée. D'une part les chicanes permettent de répondre au besoin de faible frottement mais n'apportent pas d'étanchéité statique, d'autre part les joints à lèvres standards ne semblent pas adaptés à la grande vitesse. Il paraît nécessaire de travailler en collaboration avec un fabricant de joints sur la définition de l'étanchéité de l'arbre GV.

L'étude a pointé le rôle majeur des roulements et de la lubrification sur le comportement thermomécanique de premier étage d'un réducteur mécanique haute vitesse. Les pistes d'améliorations identifiées tout au long de ce travail vont être appliquées à un futur banc d'essais de réducteur haute vitesse (voir Figure C-1). Ainsi il est prévu d'insérer des flasques dans le carter pour limiter l'aération et les pertes par barbotage. L'intérieur du carter sera conçu pour garder un volume d'huile suffisamment grand. De plus la récupération des projections d'huile servant à la lubrification des roulements sera maximisée.

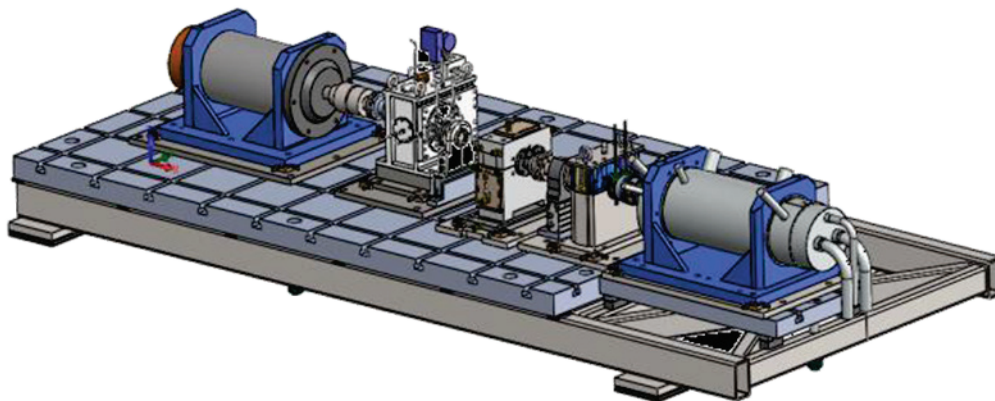


Figure C-1 Projet de banc d'essais

Pour réaliser les calculs un certain nombre d'hypothèses sur la lubrification ont été réalisées. C'est le niveau d'huile en fonctionnement qui est renseigné pour les pertes par barbotage. Le niveau d'huile statique, c'est-à-dire celui réglé dans le réducteur, est donc plus haut que celui pris en compte dans les calculs. Il paraît cohérent de prévoir la réalisation d'un carter transparent dans le but de visualiser les débits de lubrification. A défaut l'utilisation d'un outil numérique au travers de codes de calculs CFD, permettrait de simuler les mouvements de l'huile et donc de savoir quel volume de lubrifiant doit être insérer initialement dans le carter. Cette outil permettrait aussi de prédire le débit d'huile arrivant jusqu'aux roulements. L'huile arrivant dans les roulements, en plus de les refroidir, participe à la création d'un brouillard d'huile. La densité du brouillard a un impact positif sur les échanges thermiques entre les bagues. Le lien entre le débit d'huile et le rapport air huile doit être approfondi lorsque l'huile n'est pas amenée par injection mais par écoulement gravitaire. Il semble important de s'assurer que l'huile peut effectivement atteindre le roulement et qu'il n'y ait pas de phénomène de saturation à partir d'un certain débit.

La modélisation thermomécanique fine des roulements fait appel à de nombreuses données qui ne sont pas toujours disponibles pour le concepteur. Afin de démocratiser ce type d'analyse des roulements, il paraît intéressant de travailler sur la modélisation des pertes mécaniques et des échanges thermiques au sein du palier, tout en cherchant à obtenir un compromis entre la

---

précision du modèle et le nombre de données nécessaires. Pour cela il apparaît indispensable de réaliser des essais sur un banc d'essai dédié, pour isoler un roulement et l'étudier.



---

# **Annexe 1 Caractérisation d'un brouillard d'huile**

---

Le brouillard d'huile est un mélange de gouttelettes d'huile et d'air. La fraction volumique d'huile dans l'air permet de calculer les caractéristiques d'un fluide homogène équivalent [98],[83]:

$$\rho_{eq} = X * \rho_{oil} + (1 - X) * \rho_{air} \quad 3.20.$$

$$k_{eq} = X * k_{oil} + (1 - X) * k_{air} \quad 3.21.$$

$$\mu_{eq} = \frac{\mu_{oil}}{\frac{\mu_{oil}}{\mu_{air}} * (1 - X) + X} \quad 3.22.$$

$$C_{p\ eq} = \frac{C_{p\ oil} * X\rho_{oil} + (1 - X) * C_{p\ air} * \rho_{air}}{\rho_{eq}} \quad 3.23.$$

Avec

- $X$  fraction volumique d'huile dans l'air
- $\rho$  masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]
- $k$  conductivité thermique [W/m/K]
- $\mu$  viscosité dynamique du fluide [Pa.s]
- $C_p$  chaleur massique [J/kg/K]
- Indices : -  $oil$  caractéristique de l'huile -  $air$  caractéristique de l'air
- $eq$  caractéristique du brouillard



---

# Annexe 2 Description du banc FZG

Tableau A2-1 Caractéristiques des dentures utilisées

Denture type C				
Nombre de dents	Pignon	16		[-]
	Roue	24		[-]
Module normal		4.5		[mm]
Angle de pression normal		20		[°]
Largeur de denture		30		[mm]
Coefficient de déport	Pignon	0.1817		[-]
	Roue	0.1817		[-]
Diamètre primitif	Pignon	72		[mm]
	Roue	108		[mm]
Entraxe de fonctionnement		91.6		[mm]
Rapport de conduite		1.449		[-]

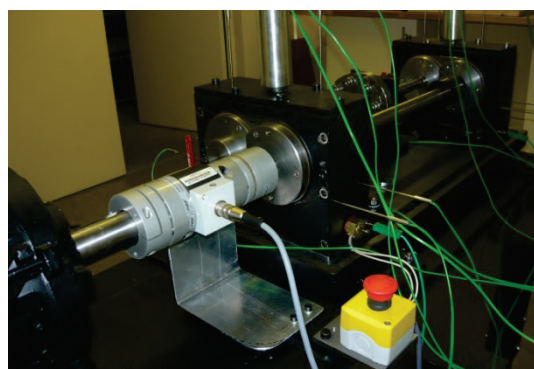
Tableau A2-2 Principales caractéristiques des roulements à billes

Bore diameter	30	[mm]
Outer diameter	90	[mm]
Width	23	[mm]
Dynamic load rating	43.6	[kN]
Static load rating	23.6	[kN]
Number of rolling element	7	[-]

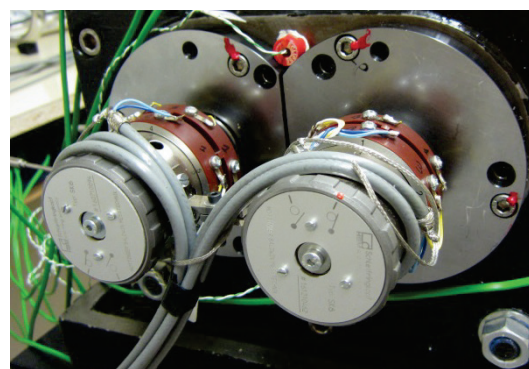
Tableau A2-3 Caractéristiques de l'huile utilisée

Viscosité à 40°C [cSt]	Viscosité à 100°C [cSt]	Masse volumique à 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]
216,9	18,5	895

La mesure des pertes de puissance provoquées par le banc FZG est réalisée avec un couplemètre HBM type T22/50Nm, ayant une classe de précision de 0,5. Les mesures de températures sur les parties fixes et de l'air ambiant sont réalisées avec des thermocouples de type K et des boîtiers NI Picolog. Les mesures sur les parties tournantes sont obtenues par l'utilisation de gauges de contraintes HBM TT-3/100 reliées à des collecteurs tournants HBM SK6. La mise en œuvre du couplemètre et des collecteurs tournant est représentée sur la figure A2-1



a)



b)

Figure A2-1 Accessoires utilisés sur le banc d'essais, a) Couplemètre b) Collecteurs tournants

---

# Références bibliographiques

- 
- [1] G. Henriot, *Traité théorique et pratique des engrenages*. Dunod, 1968.
- [2] E. Buckingham, *Analytical mechanics of gears*. McGraw-Hill Book Co., 1949.
- [3] R. Martins, J. Seabra, A. Brito, C. Seyfert, R. Luther, and A. Igartua, “Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil,” *Tribol. Int.*, vol. 39, no. 6, pp. 512–521, 2006.
- [4] B. R. Höhn, K. Michaelis, and T. Völlmer, “Thermal rating of drives : balance between power loss and heat dissipation,” *AGMA Tech. Pap.*, vol. 96, p. 12, 1996.
- [5] J. AYEL, “Lubrifiants Constitution,” *Tech. l’ingénieur Lubrif.*, vol. base docum, no. ref. article : bm5341, 2015.
- [6] J. AYEL, “Lubrifiants Additifs à action chimique,” *Tech. l’ingénieur Lubrif.*, vol. base docum, no. ref. article : bm5343, 2015.
- [7] J. AYEL, “Lubrifiants Additifs à action physique ou physiologique,” *Tech. l’ingénieur Lubrif.*, vol. base docum, no. ref. article : bm5344, 2015.
- [8] C. Barus, “Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity,” *Am. J. Sci.*, no. 266, pp. 87–96, 1893.
- [9] J. AYEL, “Lubrifiants Propriétés et caractéristiques,” *Tech. l’ingénieur Lubrif.*, vol. base docum, no. ref. article : b5340, 2015.
- [10] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal, “Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load,” DTIC Document, 1980.
- [11] N. E. Anderson, S. H. Loewenthal, and J. D. Black, “An Analytical Method To Predict Efficiency of Aircraft Gearboxes,” *NASA TM-83716, USAAVSCOM TR 84-C-8*, 1984.
- [12] H. E. Merritt, “Gear Engineering,” in *Pitman*, 1971, pp. 345–357.
- [13] G. Niemann and H. Winter, *Maschinenelemente Band II Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe Zweite, völlig neu bearbeitete Auflage Zweiter berichtigter Nachdruck*, Springer-V. Berlin, 1989.
- [14] D. Ghribi, “Optimisation des corrections de forme dans les engrenages droits et hélicoïdaux - Approches déterministes et probabilistes,” Insa Lyon, 2013.
- [15] Y. Diab, F. Ville, and P. Vex, “Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears,” *Tribol. Trans.*, vol. 49, no. 2, pp. 260–270, Jul. 2006.
- [16] P. Vex and F. Ville, “An Analytical Approach to Tooth Friction Losses in Spur and Helical Gears—Influence of Profile Modifications,” *J. Mech. Des.*, vol. 131, no. 10, p. 101008, 2009.
- [17] R. Stribeck and M. Schröter, *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 1000 PS*. Springer, 1903.
- [18] N. F. Kuzmin, “Coefficient of friction in heavily loaded contact,” *Vest. Mashinostr.*, vol. 34, pp. 18–26, 1954.
- [19] Y. A. Misharin, “Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding,” in *Proceedings of International Conference on Gearing, Mechanical Engineering, London*, 1958, pp. 159–164.
- [20] J. P. O’donoghue and A. Cameron, “Friction and temperature in rolling sliding contacts,” *ASLE Trans.*, vol. 9, no. 2, pp. 186–194, 1966.
- [21] B. W. Kelley and A. J. Lemanski, “Paper 11: Lubrication of Involute Gearing,” in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 1967, vol. 182, no. 1,

- 
- pp. 173–184.
- [22] G. H. Benedict and B. W. Kelley, “Instantaneous coefficients of gear tooth friction,” *ASLE Trans.*, vol. 4, no. 1, pp. 59–70, 1961.
- [23] “ISO/TR 14179-2: 2001. Gears – thermal capacity – part 2: thermal load-carrying capacity.”
- [24] Y. Diab, “Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles,” INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2005.
- [25] J. A. Greenwood and J. H. Tripp, “The contact of two nominally flat rough surfaces,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 185, no. 1, pp. 625–633, 1970.
- [26] B. B. Mikić, “Thermal contact conductance; theoretical considerations,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 17, no. 2, pp. 205–214, 1974.
- [27] F. Ville, D. Nélias, G. Tournalias, L. Flamand, and P. Sainsot, “On the two-disc machine: A polyvalent and powerful tool to study fundamental and industrial problems related to elastohydrodynamic lubrication,” *Tribol. Ser.*, vol. 39, pp. 393–402, 2001.
- [28] J. Durand de Gevigney, “Analyse thermomécanique d’un réducteur épicycloïdal: Application aéronautique.” Lyon, INSA, 2013.
- [29] T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, 3<sup>e</sup> Ed. Wiley Interscience, 1990.
- [30] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and B. Damiens, “Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Networks,” *Tribol. Trans.*, vol. 53, no. 6, pp. 957–967, Oct. 2010.
- [31] “ISO/TR 14179-1:2001. Gears – thermal capacity – part 1: rating gear drives with thermal equilibrium at 95° sump temperature.” .
- [32] Skf, *Rolling bearings*. 2013.
- [33] C. M. C. G. Fernandes, P. M. T. Marques, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, “Gearbox power loss. Part I: Losses in rolling bearings,” *Tribol. Int.*, 2014.
- [34] Y. Ariura, T. Ueno, T. SunAGA, and S. Sunamoto, “The lubricant churning loss in spur gear systems,” *Bull. JSME*, vol. 16, no. 95, pp. 881–892, 1973.
- [35] L. S. Akin, J. J. Mross, and D. P. Townsend, “Study of lubricant jet flow phenomena in spur gears,” *J. Tribol.*, vol. 97, no. 2, pp. 283–288, 1975.
- [36] W. Mauz, “Hydraulische Verluste von Stirnradgetriebe bei Umfangsgeschwindigkeit bis 60 m/s,” IMK University of Stuttgart, 1987.
- [37] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal, “Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss,” *J. Mech. Des.*, vol. 103, no. 1, pp. 151–159, 1981.
- [38] P. H. Dawson, “Windage loss in larger high-speed gears,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 198, no. 1, pp. 51–59, 1984.
- [39] Y. Diab, F. Ville, P. Velex, and C. Changenet, “Windage Losses in High Speed Gears—Preliminary Experimental and Theoretical Results,” *J. Mech. Des.*, vol. 126, no. 5, p. 6, 2004.
- [40] M. J. Hill, R. F. Kunz, R. W. Noack, L. N. Long, P. J. Morris, and R. F. Handschuh, “Application and validation of unstructured overset CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation,” in *64th Annual Forum of the American Helicopter Society*, 2008.

- 
- [41] Y. Marchesse, C. Changenet, F. Ville, and P. Velex, "Investigations on CFD Simulations for Predicting Windage Power Losses in Spur Gears," *J. Mech. Des.*, vol. 133, no. 2, p. 024501, 2011.
- [42] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Velex, "Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox," *J. Mech. Des.*, vol. 128, no. 3, p. 618, 2006.
- [43] C. E. Douglas and A. Thite, "Effect of lubricant temperature and type on spur gear efficiency in racing engine gearbox across full engine load and speed range," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 229, no. 9, pp. 1095–1113, Sep. 2015.
- [44] J. W. Daily and R. E. Nece, "Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks," *J. Fluids Eng.*, vol. 82, no. 1, pp. 217–230, 1960.
- [45] R. W. Mann and C. H. Marston, "Friction Drag on Bladed Disks in Housings as a Function of Reynolds Number, Axial and Radial Clearance, and Blade Aspect Ratio and Solidity," *J. Fluids Eng.*, vol. 83, no. 4, pp. 719–723, 1961.
- [46] S. L. Soo and N. J. Princeton, "Laminar flow over an enclosed rotating disk," *Trans. ASME*, vol. 80, pp. 287–296, 1958.
- [47] R. J. Boness, "Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil," in *Proc. ASME Int. Power Trans. Gearing Conf.*, 1989, vol. 1, pp. 255–359.
- [48] E. Lauster and M. Boos, "Zum Wärmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge," *VDI. Ber.*, no. 488, pp. 45–55, 1983.
- [49] A. S. Terekhov, G. Shpitko, and S. Gulezov, "Thermal calculation of transmission assemblies," in *World congress on gearing and power transmission*, 1999, pp. 2247–2257.
- [50] A. S. Terekhov, "Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion," *Russ. Eng. J.*, vol. 55, no. 5, pp. 7–11, 1975.
- [51] S. Seetharaman and A. Kahraman, "Load-independent spin power losses of a spur gear pair: model formulation," *J. Tribol.*, vol. 131, no. 2, p. 22201, 2009.
- [52] S. Seetharaman, A. Kahraman, M. D. Moorhead, and T. T. Petry-Johnson, "Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model validation," *J. Tribol.*, vol. 131, no. 2, p. 22202, 2009.
- [53] C. Changenet and P. Velex, "A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results," *J. Mech. Des.*, vol. 129, no. 1, p. 128, 2007.
- [54] C. Changenet, G. LePrince, F. Ville, and P. Velex, "A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling," *J. Mech. Des.*, vol. 133, no. 12, p. 121009, 2011.
- [55] P. M. T. Marques, C. M. C. G. Fernandes, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, "Power losses at low speed in a gearbox lubricated with wind turbine gear oils with special focus on churning losses," *Tribol. Int.*, vol. 62, pp. 186–197, 2013.
- [56] P. Luke and A. V. Olver, "A study of churning losses in dip-lubricated spur gears," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part G J. Aerosp. Eng.*, vol. 213, no. 5, pp. 337–346, 1999.
- [57] G. LePrince, "Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses," INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2011.
- [58] G. LePrince, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and F. Jarnias, "Influence of oil aeration on churning losses," in *JSME 2009 International Motion and Power Transmission Conference*, 2009, pp. 463–468.
- [59] T. I. Fowle, "Aeration in lubricating oils," *Tribol. Int.*, vol. 14, no. 3, pp. 151–157, 1981.

- 
- [60] J. L. Nikolajsen, "The Effect of Aerated Oil on the Load Capacity of a Plain Journal Bearing," *Tribol. Trans.*, vol. 42, no. 1, pp. 58–62, 1999.
- [61] S. M. Chun, "Aeration effects on the performance of a turbocharger journal bearing," *Tribol. Int.*, vol. 41, no. 4, pp. 296–306, 2008.
- [62] P. W. Centers, "Behavior of silicone antifoam additives in synthetic ester lubricants," *Tribol. Trans.*, vol. 36, no. 3, pp. 381–386, 1993.
- [63] L. T. Dixon and S. Korcek, "Foaming and air entrainment in automatic transmission fluids," SAE Technical Paper, 1976.
- [64] M. Duncanson, "Controlling Oil Aeration and Foam," *Pract. Oil Anal. Mag.*, vol. 11, 2001.
- [65] *Simrit: Radialwellendichtringe, Katalog Nr. 100.* .
- [66] H. Linke, "Stirnradverzahnung," in *Stirnradverzahnung*, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2010, pp. 1–14.
- [67] R. C. Martins, P. S. Moura, and J. O. Seabra, "MoS<sub>2</sub>/Ti low-friction coating for gears," *Tribol. Int.*, vol. 39, no. 12, pp. 1686–1697, 2006.
- [68] R. Martins, J. Seabra, and L. Magalhães, "Austempered ductile iron (ADI) gears: Power loss, pitting and micropitting," *Wear*, vol. 264, no. 9–10, pp. 838–849, 2008.
- [69] J. R. Brown and N. H. Forster, "Carbon phenolic cages for high speed bearings. Part III - Development of numerical models for heat generation and temperature prediction in lightly lubricated bearings," *Air Force Res. Lab. Rep.*, pp. 1–23, 2003.
- [70] N. Patir and H. S. Cheng, "Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analysis," *A S L E Trans.*, vol. 22, no. 1, pp. 25–36, Jan. 1979.
- [71] J. Durand de Gevigney, C. Changenet, F. Ville, and P. Velex, "Thermal modelling of a back-to-back gearbox test machine: Application to the FZG test rig," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 226, no. 6, pp. 501–515, Jan. 2012.
- [72] J. P. Holman, *Heat transfer*, 7th ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1989.
- [73] C. Changenet, "Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages," INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.
- [74] G. LePrince, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, C. Dufau, and F. Jarnias, "Influence of Aerated Lubricants on Gear Churning Losses—An Engineering Model," *Tribol. Trans.*, vol. 54, no. 6, pp. 929–938, Nov. 2011.
- [75] G. LePrince, C. Changenet, F. Ville, and P. Velex, "Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears," *Adv. Tribol.*, vol. 2012, pp. 1–7, 2012.
- [76] H. Blok, "The flash temperature concept," *J. Wear*, vol. 6, pp. 483–493, 1963.
- [77] C. Wagner, "Heat Transfer from a Rotating Disk to Ambient Air," *J. Appl. Phys.*, vol. 19, no. 9, p. 837, 1948.
- [78] H. Winter, K. Michaelis, and G. Funck, "Wärmeabführung bei Getrieben unter Quasistationären Betriebsbedingungen. Teil II: Untersuchungen zur Wärmeabführung über Stahlfundamente und Übertragung der Prüfstandsergebnisse auf die Praxis," *Antriebstechnik*, vol. 26, no. 6, pp. 49–55, 1987.
- [79] J. L. Tevaarwerk and K. L. Johnson, "The Influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, p. 266, 1979.
-

- 
- [80] B. J. Hamrock and W. J. Anderson, *Rolling-element bearings*, vol. 1105. National Aeronautics and Space Administration, 1983.
- [81] P. K. Gupta, *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. New York, NY: Springer New York, 1984.
- [82] D. Nelias, P. Sainsot, and L. Flamand, “Power Loss of Gearbox Ball Bearing Under Axial and Radial Loads©,” *Tribol. Trans.*, vol. 37, no. 1, pp. 83–90, Jan. 1994.
- [83] F. Pouly, “Modélisation thermo mécanique d’un roulement à billes grande vitesse,” INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2010.
- [84] Y. Marchesse, C. Changenet, and F. Ville, “Numerical investigations on drag coefficient of balls in rolling element bearing,” *Tribol. Trans.*, vol. 57, pp. 778–785, 2014.
- [85] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and A. Arnaudon, “Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, Mar. 2014.
- [86] J. Padet, “Convection thermique et massique - Nombre de Nusselt: partie 1,” *Techniques de l’ingénieur*. 2005.
- [87] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, “Thermal Resistance Models for Non-Circular Moving Heat Sources on a Half Space,” *J. Heat Transfer*, vol. 123, no. 4, p. 624, 2001.
- [88] C. M. C. G. Fernandes, P. M. P. Amaro, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, “Torque loss in cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils at constant temperature,” *Tribol. Int.*, vol. 67, pp. 72–80, 2013.
- [89] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, “Influence de la modélisation des roulements à billes sur la prédiction du comportement thermique d’un banc FZG,” *Congrès Français de Mécanique*, 2015.
- [90] K. Michaelis, “Testing procedures for gear lubricants with the fzg test rig,” *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 26, pp. 91–94, 1974.
- [91] C. M. C. G. Fernandes, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, “Torque loss of type C40 FZG gears lubricated with wind turbine gear oils,” *Tribol. Int.*, vol. 70, pp. 83–93, 2014.
- [92] A. Doleschel, “Method to determine the frictional behavior of gear lubricants using fzg gear test rig.” FVA Information Sheet n°345, 2002.
- [93] R. C. Martins, N. F. R. Cardoso, H. Bock, A. Igartua, and J. H. O. Seabra, “Power loss performance of high pressure nitrided steel gears,” *Tribol. Int.*, vol. 42, no. 11–12, pp. 1807–1815, 2009.
- [94] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, “Influence of ball bearings modeling on the predicted thermal behavior of a high-speed gear unit,” *STLE 70th Annu. Meet. Exhib.*, 2015.
- [95] C. Changenet and P. Vexex, “Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions,” *J. Mech. Des.*, vol. 130, no. 6, p. 062603, 2008.
- [96] B. Deconninck, T. Delvigne, and G. Videx, “Air-X, an Innovative Device for On-line Oil Aeration Measurement in Running Engines,” 2003.
- [97] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue, “Is splash lubrication compatible with efficient gear units for high-speed applications?,” *Int. Gear Conf. Lyon, Conf. Proc.*, vol. 2, pp. 1060–1068, 2014.
- [98] H. S. Isbin, N. C. Sher, and K. C. Eddy, “Void fractions in two-phase steam-water flow,” *AIChE J.*, vol. 3, no. 1, pp. 136–142, 1957.



FOLIO ADMINISTRATIFTHÈSE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL  
DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON

NOM : NEUROUTH

DATE de SOUTENANCE :

Prénoms : Adrien

TITRE : ETUDE DE LA PERFORMANCE ENERGETIQUE D'UNE TRANSMISSION DE PUISSANCE  
HAUTE VITESSE

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2016LYSEI017

Ecole doctorale :  
MEGA (Mécanique, Energétique, Génie Civile, Acoustique)Spécialité :  
Mécanique

## RESUME :

Une des voies d'amélioration des véhicules hybrides et électriques est l'utilisation de moteurs tournant plus vite, jusqu'à plus de 42.000tr/min. Le but est d'augmenter la densité de puissance et le rendement des groupes motopropulseurs. Pour utiliser ces moteurs de nouveaux réducteurs mécaniques doivent être développés. Cela doit se faire sans générer de surcoût important face aux solutions utilisées à basse vitesse et en assurant un niveau de performance énergétique élevé.

Cette thèse se situe en amont de la phase de conception d'un réducteur haute vitesse lubrifié par barbotage. Elle a pour but d'identifier les problèmes d'échauffement et de pertes de puissance ainsi que de proposer des pistes d'amélioration énergétique.

Ce travail propose la modélisation thermomécanique de l'étage grande vitesse (GV) du réducteur, réalisée à l'aide de la méthode des réseaux thermiques. Ce modèle couple les pertes de puissance avec les températures. Une attention particulière est portée sur la modélisation des roulements de l'arbre GV. Un nouveau modèle thermomécanique de roulement est développé. Les pertes par barbotage deviennent importantes à grande vitesse. Une méthode permettant de fortement les réduire est caractérisée.

MOTS-CLÉS : Engrenages, roulement à billes, rendement, modélisation thermomécanique, barbotage

Laboratoire (s) de recherche :  
Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS)  
UMR CNRS-INSA n°5259Directeur de thèse:  
CHANGENET Christophe, VILLE FabricePrésident de jury :  
X.XComposition du jury :  
ROBBE VALLOIRE François, CHANGENET Christophe, FILLON Michel, SEABRA Jorge, VILLE Fabrice,  
OCTRUE Michel, FILLON Michel