



HAL
open science

Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage

Jean-Baptiste Boni

► **To cite this version:**

Jean-Baptiste Boni. Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Lyon, 2020. Français. NNT : 2020LYSEI001 . tel-03078501

HAL Id: tel-03078501

<https://theses.hal.science/tel-03078501>

Submitted on 16 Dec 2020

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

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



INSA

N°d'ordre NNT : 2020LYSEI001

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
INSA LYON

Ecole Doctorale N° ED162
MEGA
(MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE)

Spécialité de doctorat : Génie Mécanique

Soutenue publiquement le 24/01/2020, par :
Jean-Baptiste BONI

Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage

Devant le jury composé de :

Changenet Christophe	Docteur HDR	ECAM Lyon	Directeur de thèse
Fillon Michel	Professeur	Université de Poitiers	Examineur
Robbe-Valloire François	Professeur	Supméca	Rapporteur
Simonneau André	Docteur	TEXELIS	Examineur
Siroux Monica	Professeure	INSA Strasbourg	Rapporteuse
Ville Fabrice	Professeur	INSA Lyon	Directeur de thèse

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

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr INSA : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI École Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Écully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Philippe NORMAND UMR 5557 Lab. d'Ecologie Microbienne Université Claude Bernard Lyon 1 Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX philippe.normand@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie RICARD-BLUM Institut de Chimie et Biochimie Moléculaires et Supramoléculaires (ICBMS) - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Curien - 3ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tel : +33(0)4 72 44 82 32 sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Hamamache KHEDDOUCI Bât. Nautibus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tel : 04.72.44.83.69 hamamache.kheddouci@univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA de Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69 621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Véronique GUICHARD INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 veronique.cervantes@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

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

Cette thèse est accessible à l'adresse : <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2020LYSEI001/these.pdf>

© [J-B. Boni], [2020], INSA Lyon, tous droits réservés

AVANT-PROPOS

Cette thèse a été financée et soutenue par le Consortium Industrie Recherche sur les Transmissions mécaniques (CIRTrans). Ce consortium regroupe huit groupes industriels partageant des problématiques sur le domaine des transmissions mécaniques ainsi que trois laboratoires de recherche : Alstom, Arquus, Gima, Redex, Reel, Safran Helicopter Engines, Texelis et Volvo ; LaMCoS (INSA Lyon), LabECAM (ECAM Lyon) et LTDS (Centrale Lyon). Ces travaux ont été suivis par le comité scientifique composé de représentants de Arquus, Reel et Texelis : Pascal Momal (Arquus), Gérard Piron (Reel) et André Simonneau (Texelis).

Cette thèse a été menée sous la direction de Christophe Changenet (LabECAM) et Fabrice Ville (LaMCoS).

Les deux bancs d'essais présentés dans ce manuscrit, BC6 et BP2, ainsi que le réducteur, nommé AVERY, sont la propriété de la société Texelis basée à Limoges.

Remerciements

Je tiens à remercier le CIRTrans de m'avoir permis de faire ces recherches dans un environnement stimulant techniquement mais aussi bienveillant, particulièrement lors des échanges durant les séances plénières. J'aurais bien du mal à lister toutes les personnes qui ont participé à ces réunions, je vous remercie donc tous !

Je remercie les membres du jury qui ont accepté de rapporter mes travaux de thèse : Monica Siroux (INSA Strasbourg) et François Robbe-Valloire (Supméca). De la même façon, je remercie les examinateurs du jury : Michel Fillon (Université de Poitiers) et André Simonneau (Texelis).

J'ai une pensée toute particulière pour mes encadrants, aussi bien industriels qu'académiques. Je remercie la société Texelis d'avoir été aussi accueillante lors de mes passages à Limoges, je pense particulièrement à David Besson, pour son apport technique, et Benoît Leroyer pour son aide précieuse sur les manipulations expérimentales. Je ne t'oublie pas André, toi qui as suivi avec beaucoup d'attention mon travail dans une ambiance toujours amicale et avec un apport technique brillant.

Je remercie aussi particulièrement Gérard Piron (Reel) pour avoir suivi mes travaux de thèse. Tu es une personne que je ne suis pas prêt d'oublier, tu es une source de connaissances techniques inépuisables et une source d'histoires de mécano intarissable. Merci vraiment de m'avoir suivi jusqu'au bout, j'en suis très fier.

Merci aussi à Pascal Momal (Arquus) d'avoir participé à mon comité scientifique. Même si nos échanges auront été très courts, ils ont toujours été très enrichissants pour moi et je te souhaite le meilleur pour la suite !

J'aimerais maintenant remercier mes directeurs de thèse qui auront supporté la "buse" que j'étais durant 3 ans. Merci Christophe d'avoir été toujours disponible quand j'en

avais besoin pour me guider et m'encadrer dans mes travaux. Merci aussi pour tous tes bons conseils et ta bonne humeur qui rendent l'atmosphère de travail bien plus saine et accueillante.

Merci aussi à toi Fabrice. J'ai beaucoup de choses pour lesquelles te remercier : de m'avoir donné l'opportunité de faire une thèse ; d'avoir été un des meilleurs professeurs que j'ai pu avoir ; d'avoir toujours su prendre du temps pour nous quand nous en avions besoin. Tu as beau avoir eu toujours beaucoup de choses à faire, tu nous as toujours simplifié la vie dès que tu le pouvais.

Passons maintenant aux remerciements de ceux qui ont contribué aussi, de près ou de loin, à tous ces travaux. Tous les doctorants des laboratoires : Etienne, Thomas, Romain, les deux Pierre, Dimitri, Guillaume, Emna, Valentin, Jean, Tommy, Pierrick... et j'en oublie, merci à vous tous.

Tous les professeurs de l'ECAM : Yann, Alex, Vincent, Souhil, Greg, Zahir... Merci pour votre bonne humeur et nos nombreuses soirées, toujours festives !

Merci aussi à Jérôme pour ses bons conseils et sa joie de vivre dans le labo : tu es le parfait camarade de manip' ! Merci à Sophie pour avoir toujours été disponible et souriante quand je venais (encore !) lui demander de m'aider sur de l'administratif.

Un merci aussi à Raphaël Assedo pour sa sagesse et ses bons conseils.

Pour terminer, je tenais à remercier vivement ma famille pour m'avoir soutenu tout le long de ma thèse (et ce n'était pas de la tarte !) : mes parents, Mariano et Isabel ; mon frère, François ; mes grands-parents, Dolly, Jacques, Antoinette et Livio (on ne t'oublie pas) ; ma tante, mon oncle et mes cousins, Sévérine, Patrice, Hugo, Luce, Doudou et Aurélien. Enfin, un merci tout particulier à toi Anne-Claire et à nos pensionnaires, Maïko et Oswin.

RÉSUMÉ

Les transmissions de puissance par trains épicycloïdaux sont courantes dans l'industrie du transport et de la manutention : elles procurent un fort rapport de réduction dans un volume toujours plus réduit, ce qui est un atout pour les industriels toujours plus attentifs à leur impact écologique. Cependant cette diminution de volume implique une augmentation de la puissance massique au sein de ces transmissions. Dans la cas où cette transmission est lubrifiée par bain d'huile ou barbotage, la problématique de la thermique devient alors un enjeu majeur car elle ne permet plus un refroidissement de la transmission, contrairement à la lubrification par injection. Elle apporte aussi une nouvelle source de perte par traînée, appelée perte par barbotage, qui ajoute à la production de chaleur produite par le frottement aux dentures et les roulements. Cette lubrification apporte cependant une facilité de maintenance utile pour des applications comme le transport.

Ainsi, la modélisation thermique d'un tel train lubrifié par barbotage semble une nécessité pour estimer jusqu'à quel point ce type de lubrification est viable pour des transmissions par train épicycloïdal fortement chargé

Aucun modèle de prédiction des pertes de puissances, spécifiques à un train épicycloïdal en barbotage, n'est donné dans la littérature et la modélisation thermique a toujours porté sur de la lubrification par injection. Dans un premier temps, un modèle de prédiction des pertes par barbotage a été développé sur un banc d'essais en laboratoire pour, dans un second temps, modéliser thermiquement un réducteur de vitesse industriel en vue de l'optimiser sur plusieurs aspects : impact de la tribologie sur la thermique et optimisation du volume d'huile. Au regard des résultats présentés dans ce manuscrit, le modèle de pertes par barbotage prédit convenablement la perte pour plusieurs huiles testées ; le modèle thermique simule alors bien la thermique du réducteur et semble être un bon outil pour optimiser le réducteur industriel.

MOTS-CLÉS : engrenages, train épicycloïdal, lubrification, pertes de puissance, pertes par traînée, thermique, barbotage

ABSTRACT

Planetary gears are widely used inside power transmissions, especially in the transport or heavy industry : they provide a substantial reduction ratio while keeping a minimal volume, which is a benefit for the industry in a ecological point of view. Yet, this diminution in volume comes with an augmentation of the thermal mass power inside the transmission. When this transmission is splash lubricated, the thermal response of the system becomes a crucial problem because it cannot provide the sufficient cooling that the injection lubrication does. Moreover it adds up another source of power loss with the drag loss of the rotating parts, that heats the transmission as well. That type of lubrication is nonetheless easy to maintain unlike the injection.

Thus, the thermal modeling of such transmission seems a necessity in order to estimate the conditions until this type of lubrication is viable, especially when heavily loaded.

The litterature provides little to no model to predict to drag power losses in a planetary gear set, especially since it mainly dealt with oil injected ones. So, the first step is to developp a dedicated power loss prediction model for drag losses occuring in a planetary gear set. This has been done using a dedicated test rig. The second step uses this prediction model to developp a thermal model of an industrial reducer, using the thermal network method. This has been done in order to optimize multiple aspects : the impact of the tribology on the thermal response of the reducer and the optimization of the oil volume inside the splash lubricated reducer. In regards to these results, the power loss prediction model for drag loss seems to be robust ; the thermal model simulates correctly the thermal response of the reducer and is a powerful tool to optimize the industrial reducer.

Keywords : gears, planetary gears, lubrication, power losses, drag losses, thermal modelisation

NOMENCLATURE

Lettres latines

a	Rayon d'un disque immergé	m	
A_0	Aire de contact apparente	m^2	
A_c	Aire de contact réelle	m^2	
b	Épaisseur	m	
c_i	Chaleur massique de l'élément i	J/[kg.K]	
C_m	Coefficient adimensionnel de traînée	-	
C_{ch}	Couple résistant	N.m	
C_{hydro}	Couple de traînée du roulement	N.mm	(I.15)
C_{rr}	Couple de frottement lié au roulement	N.m	(I.13)
C_{sl}	Couple de frottement lié au glissement	N.m	(I.13)
d_m	Diamètre moyen d'un roulement	m	
f	Coefficient de frottement du contact considéré	-	
f_1	Constante pour le calcul du couple de frottement	-	(I.12)
F_{nu}	Effort normal unitaire	N/m	
Fr	Nombre de Froude	-	
g	Accélération de la gravité	m/s^2	
g_a	Longueur de retrait	m	
g_f	Longueur d'approche	m	
Gr	Nombre de Grashof	-	
H_v	Coefficient géométrique de pertes	-	
h_{conv}	Coefficient d'échange par convection	W/[$m^2.K$]	
h_{ray}	Coefficient d'échange par rayonnement	W/[$m^2.K$]	
h_{tooth}	Hauteur de dent	m	
\bar{k}	Conductivité thermique équivalente	W/[$m.^{\circ}C$]	
k	Conductivité thermique du fluide	W/[$m.K$]	
K_{bille}	Constante dépendant du type de roulement		(I.15)
L	Grandeur caractéristique d'échange	m	
m	Module de denture	m	
M_i	Masse de l'élément i	kg	
N	Vitesse de rotation	tr/min	(I.14)
n	Nombre de satellites	-	
Nu	Nombre adimensionnel de Nusselt	-	
P	Perte de puissance	W	
Pr	Nombre de Prandtl	-	
Q_i	Puissance thermique injectée au nœud i	W	
Q_v	Débit d'éjection du fluide inter-dent	m^3/s	
R	Rayon d'un élément	m	

$R_{th}(i, j)$	Résistance thermique reliant les éléments i et j	K/W	
Re	Nombre de Reynolds	-	
Re_h	Reynolds calculé à partir du rayon hydraulique	-	(I.17)
$[S_{th}]$	Matrice des termes $S_{th}(i, j)$		(III.6)
S	Surface d'échange (conduction, contact, convection)	m^2	
s	Espace entre un disque tournant et son carter	m	(I.17)
S_m	Surface mouillée	m^2	
U	Somme des vitesses de roulement	m/s	
u	Rapport de réduction	-	
V	Vitesse caractéristique d'un écoulement	m/s	
V_M	Variable adimensionnelle fonction du niveau d'immersion du roulement dans le bain d'huile		(I.15)
v_p	Vitesse périphérique au primitif du pignon	m/s	
Z_1	Nombre de dents du pignon	-	

Lettres grecques

α	Angle de pression	rad	
β_b	Angle d'hélice de base	rad	
χ	Effusivité thermique	$W \cdot s^{1/2} / [m^2 \cdot K]$	
ϵ	Emissivité du matériau	-	
ϵ_α	Rapport de conduite	-	
η_{ail}	Efficacité de l'ailette	-	
κ_0	Paramètre adimensionnel définissant la position du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action	-	
Λ	Facteur géométrique	-	(I.6)
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant	Pa.s	
ν	Viscosité cinématique du lubrifiant	m^2/s	sauf (I.14) (mm^2/s)
ω	Vitesse de rotation	rad/s	
ψ	Nombre dimension utilisé dans la résistance de projection	-	(B.9)
ϖ	Diffusivité thermique du fluide	m^2/s	
ρ	Masse volumique	kg/m^3	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/[m^2 \cdot K^4]$	$= 5,67 \times 10^{-8}$
ς	Coefficient de dilatation du fluide	$1/^\circ C$	
τ_{fluide}	Taux de cisaillement fluide	Pa	(I.11)
τ_{sec}	Taux de cisaillement sec	Pa	(I.11)

Exposants

<i>douille</i>	Relatif aux douilles à aiguilles des satellites
<i>ext</i>	Relatif à une dimension extérieure
<i>int</i>	Relatif à une dimension intérieure

<i>piéd</i>	Relatif à un rayon de pied
<i>pieg</i>	Relatif à la perte par piégeage
<i>trainée</i>	Relatif à la perte par traînée
<i>vide</i>	Relatif à une grandeur mesurée en l'absence de bain d'huile

Indices

<i>cour</i>	Relatif à la couronne
<i>cour/sat</i>	Relatif aux contacts couronne/satellite
<i>joint</i>	Relatif aux joints
<i>mesuree</i>	Relatif à une grandeur mesurée
<i>PS</i>	Relatif au porte-satellite
<i>rlmt</i>	Relatif aux roulements
<i>sat</i>	Relatif au satellite
<i>sol</i>	Relatif au solaire
<i>sol/sat</i>	Relatif aux contacts solaire/satellite

SOMMAIRE

Avant-Propos _____	iii
Résumé _____	v
Abstract _____	vii
Nomenclature _____	xi
Introduction générale _____	xv
CHAPITRE I - Les pertes de puissance dans les trains planétaires _____	1
I.1 Introduction	2
I.2 Pertes dans les trains épicycloïdaux	2
I.3 Pertes dépendantes de la charge	7
I.4 Pertes indépendantes de la charge	14
I.5 Couplage thermomécanique	27
I.6 Conclusion	30
CHAPITRE II - Investigation expérimentale du barbotage _____	33
II.1 Introduction	34
II.2 Protocole expérimental.	34
II.3 Modèle de perte par barbotage	48
II.4 Résultats des modèles de pertes par barbotage.	61
II.5 Conclusion	64
CHAPITRE III - Modèle thermique d'un réducteur épicycloïdal industriel lubrifié par barbotage _____	67
III.1 Introduction	68
III.2 Construction et résolution du réseau thermique du réducteur AVERY	68
III.3 Réseau thermique du banc industriel BC6.	72
III.4 Essais sur banc BC6	89
III.5 Conclusion	101

CHAPITRE IV - Application à l'optimisation d'un réducteur chargé _____103

IV.1 Introduction	104
IV.2 Banc BP2	104
IV.3 Réseau thermique du banc BP2	107
IV.4 Application sur un cas de chargement réel	119
IV.5 Conclusion	127

Conclusion générale _____129

ANNEXE A - Calculs des surfaces mouillées _____135

A.1 Calcul de la surface mouillée du porte-satellite.	136
A.2 Calcul de la surface mouillée d'un satellite	137

ANNEXE B - Calcul des résistances thermiques _____139

B.1 Les résistances de convection avec l'air	140
B.2 Les résistances de convection avec l'huile	142
B.3 Les résistances de conduction et de contact	144

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Quel que soit le domaine d'application, l'industrie mécanique, poussée par des exigences croissantes de performance, tend à augmenter toujours les contraintes appliquées sur ses systèmes mécaniques. De ce fait, des composants critiques comme les moteurs et leurs transmissions mécaniques doivent fonctionner dans des conditions de plus en plus sévères. En parallèle, au cours des dernières décennies, la conception de ces organes a atteint une qualité telle, qu'il est possible de dire qu'ils ont atteint un rendement quasi maximal. Cependant, pour des questions de gains de place et de poids, leur volume diminue.

Une des conséquences de cette diminution de la taille et de la masse est l'augmentation de la puissance massique de ces composants (toujours plus de puissance dans un volume de plus en plus réduit). Cela apporte une problématique supplémentaire de refroidissement de l'organe. Il convient alors de se demander comment dissiper des pertes de puissances sensiblement identiques à travers des surfaces d'échanges plus réduites. De ce fait, la conception doit maintenant prendre en compte les problématiques de thermique dans le dimensionnement.

Les essais de thermique étant, par nature, longs et le temps de développement d'un produit court, il semble difficile de réaliser un dimensionnement purement expérimental et empirique. Par ailleurs, cette méthode implique aussi la fabrication d'un prototype et d'un banc d'essais pour le tester, ce qui ajoute une difficulté. Pour toutes ces raisons, il est intéressant de posséder un modèle numérique de la transmission permettant d'appréhender les échanges thermiques mis en jeu.

Seulement, si le lien entre le comportement thermique d'une transmission et sa dissipation de chaleur est étroit, les sources de chaleur - ici les pertes de puissance mécaniques - influent grandement sur la dynamique thermique du système.

Deux types de pertes de puissance dans les transmissions par engrenages sont considérés :

- les pertes dépendantes de la charge : par exemple les pertes par frottements aux dentures.
- les pertes indépendantes de la charge : elles correspondent, entre autres, à l'énergie nécessaire pour mettre en mouvement le lubrifiant et au cisaillement de ce dernier par les différents éléments tournant à des vitesses différentes. Elles englobent aussi les pertes d'éléments dont les pertes de puissances sont, par essence, indépendante de la charge comme les joints.

Quelle que soit la nature de la perte, sa valeur dépend en partie des propriétés du lubrifiant dépendantes elles-mêmes de la température du lubrifiant. Par exemple, la viscosité du lubrifiant dépend fortement de la température. Ce lien montre l'interconnexion entre le calcul du rendement d'une transmission et sa modélisation thermique et nécessite donc une bonne connaissance des différentes sources de pertes au sein du réducteur, tant sur l'impact thermique qu'elles ont sur l'ensemble du système, que sur l'influence de la température du système sur leur évolution.

Dans les transmissions par engrenages comme les réducteurs, l'huile est le lubrifiant classiquement utilisée. Il peut être apporté de deux façons distinctes :

- par injection au sein du réducteur, souvent au niveau des contacts des dentures. L'huile est ensuite recueillie par gravité dans le bas du carter puis réinjectée par un circuit de pompe. Cette méthode de lubrification a comme avantage d'être performante en terme d'énergie. C'est un mode qui se retrouve dans les applications aéronautiques par exemple ;

-
- par un bain d’huile unique au sein du réducteur. Cette méthode est aussi dénommée lubrification par barbotage. Elle a comme avantage d’être très simple de maintenance. Cependant, la présence d’un bain d’huile, contrairement à l’injection, entraîne des pertes de puissance supplémentaires (les éléments tournant dans le bain perdent de l’énergie par traînée dans l’huile). Ce mode de lubrification se retrouve le plus souvent dans des applications ferroviaires ou industrielles.

Quand il s’agit de lubrification par injection, le refroidissement du lubrifiant se fait au travers d’un échangeur en dehors de la transmission pour avoir une injection d’huile à une température quasi constante et ainsi jouer un rôle de refroidissement du système efficace. Par contre, quand il s’agit de lubrification par barbotage, le bain d’huile reste dans le réducteur chaud et le refroidissement du système ne se fait qu’au travers des carters vers l’extérieur de la transmission. C’est une problématique commune dans les transmissions industrielles et notamment dans les trains planétaires.

En effet, certaines applications industrielles demandent des rapports de réduction de plus en plus important pour des applications supportant de fortes charges et fonctionnant à des vitesses réduites, tout cela dans un volume restreint et avec un besoin de fiabilité de plus en plus important. Une solution technique à cette problématique est un train non conventionnel : le train planétaire¹. Ce train d’engrenage présente l’avantage de pouvoir produire de forts taux de réduction dans un volume plus réduit qu’un train conventionnel. Seulement, comme évoqué plus haut, une compacité comme celle-ci couplée à des puissances transmises de l’ordre de plusieurs dizaines de kilowatts est un problème quand il s’agit de refroidir le réducteur. Non seulement, les parois du carter jouent un rôle prépondérant dans le refroidissement mais aussi le lubrifiant qui emmagasine de l’énergie sous forme de chaleur.

Un exemple de système de transmission de puissance d’un camion est donné dans la Figure 0.1.

Sur cette vue, le pont complet du camion est représenté avec son arbre d’entrée entraînant un couple conique (pignon engrainant sur la couronne) au sein de la tête de pont, entraînant, elle-même, un différentiel sur lequel sont montés les arbres de roues. C’est au bout de ses arbres qu’il est possible d’ajouter un étage de réduction. Cet étage de réduction se doit d’être compact car donnant directement sur la roue dont la taille est fixée. La solution adoptée dans la majorité des cas est alors un train épicycloïdal. La lubrification par barbotage s’explique par l’environnement même du réducteur : le pont étant lui-même lubrifié par bain d’huile, le choix de cette lubrification pour le réducteur est faite. Par ailleurs, l’environnement du réducteur renvoie à la problématique évoquée plus haut : celui-ci est confiné par la roue et le châssis du camion, son refroidissement, ne se faisant qu’au travers des carters, semble donc un point crucial à connaître et optimiser.

Ainsi, au regard des remarques faites plus haut, plusieurs problématiques se posent :

- **Est-il possible de prédire les valeurs de tous les postes de pertes d’un train épicycloïdal lubrifié par barbotage ?**
- **Comment un réducteur épicycloïdal, lubrifié par barbotage, peut-il soutenir de fortes valeurs de charges (et donc de pertes) lorsqu’il ne peut se refroidir qu’au travers de ses carters ?**

1. Appelé train épicycloïdal dans une configuration bien particulière, comme expliqué plus tard dans la section I.1

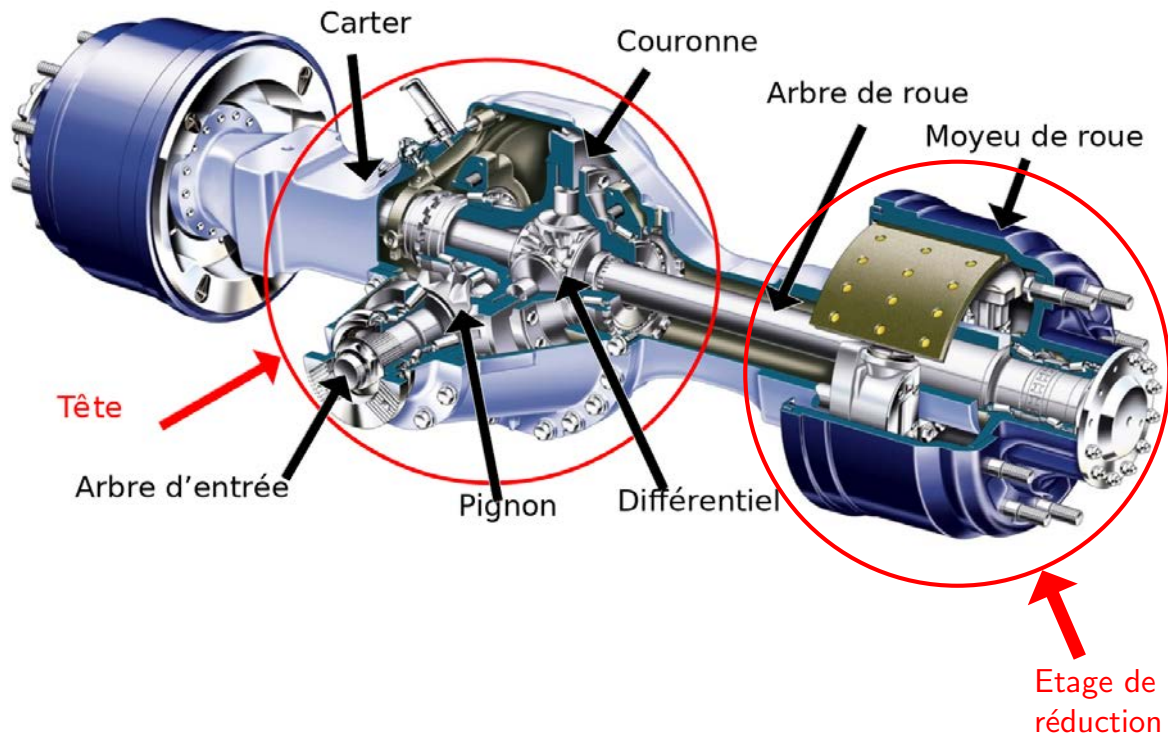


Figure .1 – Vue annotée d'un pont complet d'un camion, tirée de Fossier [31]

- Dans quelles mesures la lubrification par barbotage, seule, reste possible dans des applications industrielles ?

C'est exactement le genre de problématique que rencontre la société TEXELIS avec leur réducteur AVERY (*Advanced Vehicule Epicyclic Reducer Y-shaped*). Ce travail vise donc à produire une modélisation thermique efficace de ce réducteur.

Le type de modélisation choisi est la méthode des réseaux thermiques. Cette méthode a pour avantage d'avoir une grande légèreté de calcul tout en gardant une modélisation assez fine pour établir une prédiction acceptable de la thermique d'un système. Elle a aussi comme avantage d'avoir été utilisée pour modéliser de nombreux types de transmissions mécaniques et il est possible de se baser sur une littérature dense à ce sujet [16, 28, 29, 31, 38, 61, 78].

Seulement, pour utiliser cette méthode, les différentes sources de pertes au sein d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage doivent pouvoir être calculées précisément.

Le premier chapitre de ce manuscrit présente donc les différents postes de pertes au sein des transmissions par engrenages et les différents modèles développés dans la littérature. Par ailleurs, ce chapitre établit aussi la nécessité de développer un modèle de perte de puissance par barbotage pour un train épicycloïdal, poste de perte non traitée par la littérature jusqu'à maintenant. Pour finir, il étaye la nécessité de prendre en compte les effets thermomécaniques pour prédire le rendement d'une transmission par engrenages.

Le deuxième chapitre, quant à lui, développe ce modèle de prédiction des pertes par barbotage dans un train épicycloïdal. Ce modèle s'appuie sur une vaste campagne expérimentale menée sur un banc laboratoire modulable dédié permettant d'isoler la contribution de chaque élément à la perte par barbotage. Ce banc permet, par ailleurs, d'observer

la forme du bain d'huile au sein du réducteur : cette caractéristique a permis d'analyser l'établissement d'un anneau d'huile et son impact sur la perte globale. Ce chapitre présente un critère pour prédire l'établissement de cet anneau.

Tous les modèles de prédiction des pertes de puissance expliqués, le troisième chapitre a pour but de présenter la méthode des réseaux thermique utilisée pour modéliser le réducteur AVERY. Après cette introduction, un premier modèle thermique est établi pour le réducteur AVERY monté sur un banc sans charges. Plusieurs observations et résultats sont tirés de ce premier réseau thermique et servent de base pour la suite du manuscrit.

Le dernier chapitre de ce manuscrit s'attelle à construire un réseau thermique impliquant, cette fois-ci, le réducteur AVERY monté sur un autre banc permettant, lui, de charger fortement la transmission. Après avoir montré les conséquences inhérentes à l'application d'une charge sur la modélisation thermique du réducteur, le réseau thermique est comparé à des mesures faites sur le banc. Après validation de ces résultats, un ultime réseau thermique est construit avec pour but d'étudier le comportement du réducteur AVERY directement sur son application industrielle (sur un tramway). Des pistes sont alors explorées pour améliorer le comportement thermique du réducteur.

CHAPITRE I

LES PERTES DE PUISSANCE DANS LES TRAINS PLANÉTAIRES

I.1	Introduction	2
I.2	Pertes dans les trains épicycloïdaux.	2
I.3	Pertes dépendantes de la charge.	7
I.4	Pertes indépendantes de la charge.	14
I.5	Couplage thermomécanique	27
I.6	Conclusion	30

I.1 Introduction

Un train planétaire est un système d’engrenages comportant trois éléments principaux : un solaire (aussi appelé planétaire), des satellites accrochés à un porte-satellite et une couronne. A partir de cette appellation générale, plusieurs configurations sont possibles pour transmettre le mouvement au travers de ces trains d’engrenages. Ces trois configurations¹ sont schématisées sur la Figure I.1.

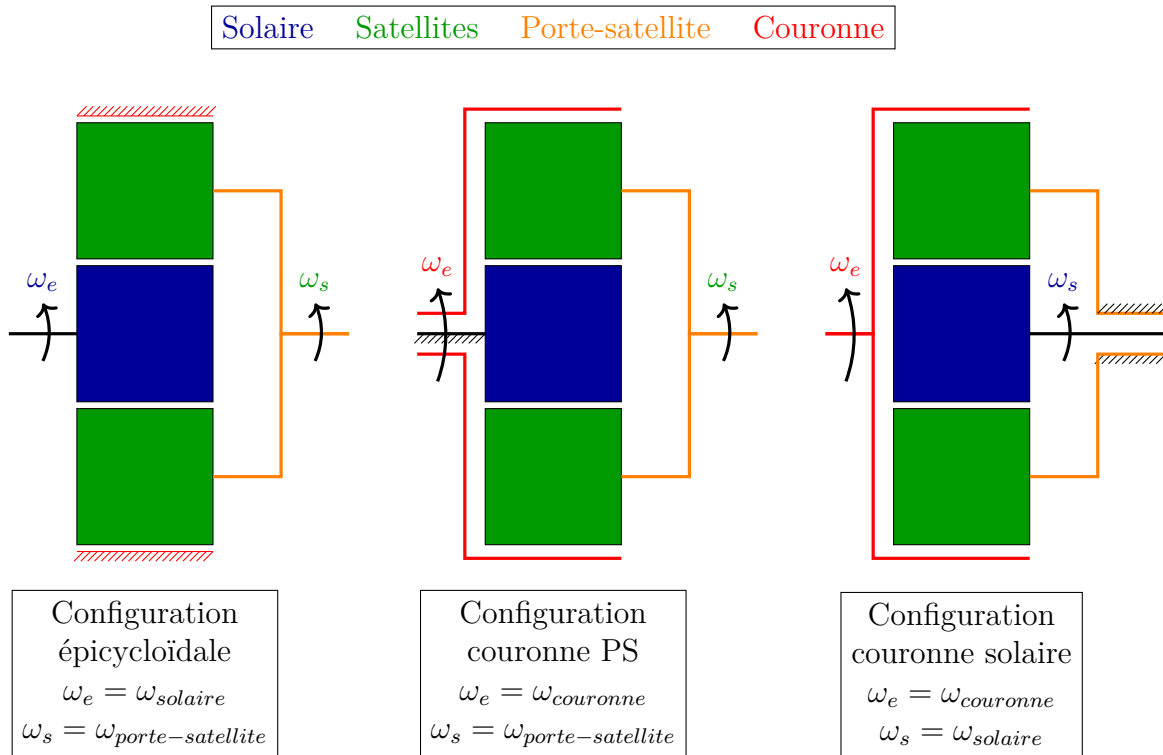


Figure I.1 – Différentes configurations possibles d’un train planétaire

Dans le reste de ce chapitre, seuls les trains épicycloïdaux seront abordés, étant utilisés sur les différentes applications industrielles. On ne considèrera aussi que des applications utilisant des paliers à éléments roulants².

En se basant sur la littérature concernant les pertes de puissance dans les engrenages [36, 53], que ce soit pour les trains conventionnels ou épicycloïdaux, il est commun de les séparer en deux catégories distinctes : i) les pertes dépendantes de la charge et ii) les pertes indépendantes de la charge. Ce chapitre vise à décrire l’état de l’art concernant ces deux types de pertes en se focalisant sur les trains épicycloïdaux.

I.2 Pertes dans les trains épicycloïdaux

En ce qui concerne les trains épicycloïdaux, plusieurs études ont été faites sur les pertes de puissance dans les cas de réducteurs chargés et lubrifiés par injection. Comme cette thèse porte sur les trains planétaires lubrifiés par barbotage, ces études seront présentées succinctement.

1. Il en existe en fait 6 si l’on intervertit les entrées et sorties des trois configurations présentées dans la Figure I.1.

2. Au contraire de paliers lisses, utilisés souvent dans des applications aéronautiques.

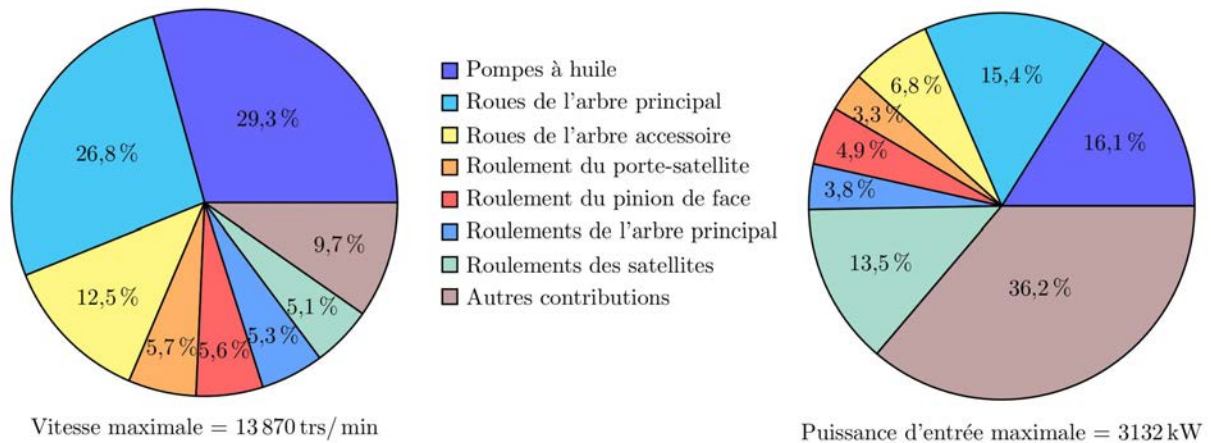


Figure I.2 – Diagrammes de contribution présentés par Anderson [2, 4] dans le cas d'un train planétaire fonctionnant soit à pleine puissance (3132 kW), soit à pleine vitesse (13 870 tr/min)

Une grande partie de ces travaux portent sur le calcul du rendement global de ces réducteurs. On peut notamment citer les formulations analytiques de Macmillan [48, 49]. Celui-ci recense les six configurations possibles pour un train épicycloïdal et donne le rendement de l'engrènement en fonction de plusieurs paramètres : les dents des différents membres et le rendement des contacts des dentures intérieures et extérieures.

Avec une méthode différente, dite du « train d'engrenages équivalent », Radzimovsky [68, 69] donne aussi une estimation du rendement global d'un train épicycloïdal. Cette méthode se base sur le fait que les couples transmis dans un réducteur sont indépendants du repère d'observation, ainsi en se plaçant dans le repère du porte-satellite il retrouve un réducteur conventionnel. A noter que ces formulations sont similaires à celles données par Macmillan [48, 49].

Enfin, une étude plus récente de Pennestri *et al.* [64] récapitule les travaux traitant du rendement global des réducteurs épicycloïdaux en ne traitant que des frottements aux dentures. Il ressort de cette étude que toutes les formulations proposées donnent des résultats identiques pour le calcul du rendement. Cependant, l'auteur conclut qu'il est possible de calculer le rendement quelle que soit la configuration retenue pour le train planétaire. Pennestri [64] développe par ailleurs des formulations pour calculer la contribution de chacun des éléments de la transmission en fonction de la configuration (moteur ou récepteur).

En conclusion, ces études montrent que les pertes de puissance par frottement dans un train planétaire peuvent être estimées à partir d'un certain nombre de facteurs comme le nombre de dents, le type d'engrenages et le rendement de chaque contact intérieur et extérieur. Le calcul de ces rendements est expliqué en détail dans la suite de ce chapitre.

Concernant les pertes indépendantes de la charge, plusieurs études récentes portent sur le sujet mais toujours dans le cas de réducteurs lubrifiés par injection.

Au sein de ces études, plusieurs d'entre elles ont été menées par le centre de recherche de la NASA. Menées par Anderson *et al.* [3,4] et basées sur des travaux précédents dans le cadre de trains conventionnels [2], ces études expérimentales portent sur des bancs d'essais spécifiques permettant d'investiguer précisément les sources de pertes indépendantes de la charge. Ces études ont permis de montrer le bon accord des formulations développées pour

les pertes par ventilation avec des essais menés au sein de leur laboratoire. Un diagramme répertoriant les différentes contributions de chacune des pertes est donné sur la Figure I.2.

Dans un registre similaire, le travail de Handschuh et Rohn [33] se base sur l'étude d'une transmission d'hélicoptère ainsi qu'une étude expérimentale sur banc back-to-back. Le modèle développé au cours de ce travail prend en compte les pertes par frottements aux dentures, les pertes dans les roulements et les pertes par ventilation. Les formulations utilisées sont les mêmes que celles utilisées et développées par Anderson *et al.* [3]. Les observations de leurs travaux expérimentaux sont nombreuses. Notamment, Handschuh et Rohn [33] mettent en évidence, qu'à vitesse de rotation constante, si le couple résistant augmente le rendement augmente avec la température d'injection de l'huile. Par ailleurs, ils montrent aussi que ce rendement augmente lorsque le débit d'entrée d'huile diminue.

Dans la lignée de ce travail, Krantz [42] poursuit les travaux de Handschuh et Rohn [33]. Son étude porte sur l'étude expérimentale et analytique du rendement d'un train planétaire, le même que celui étudié par Handschuh et Rohn [33]. Les deux différences notables sont le nombre de satellites (3 dans le cas de Krantz, 4 dans le cas de Handschuh) et le type de roulement pour les satellites. L'objectif est d'améliorer les modèles développés pour quantifier les pertes de puissance dans ce type de train épicycloïdal.

Dans un contexte similaire, des études sur trains conventionnels et planétaires ont été menées au sein de l'université de l'Ohio avec, cette fois, comme but de séparer la part des pertes de puissance indépendantes de la charge. Par exemple, Talbot *et al.* [76] ont mené une investigation expérimentale des pertes dans un train épicycloïdal en fonction de nombreuses conditions opératoires. Des conclusions importantes de ces travaux sont : la prédominance des pertes indépendantes de la charge lorsque la vitesse devient importante et la charge faible ; l'influence du nombre de satellites sur les pertes indépendantes de la charge. Cette dernière affirmation est d'ailleurs en contradiction avec les observations de Liao et Hou [46] : leur étude porte sur un train épicycloïdal présentant 3, 4, 5 ou 6 satellites sur le porte-satellite et les auteurs n'ont relevé aucune différence dans le rendement du train.

Cependant, toutes les études présentées précédemment ne permettent pas de quantifier la contribution de chaque poste de pertes au sein des pertes indépendantes de la charge. En effet, elles ne font que supposer des causes : Anderson *et al.* [3] et Handschuh et Rohn [33] proposent une prédominance des pertes par ventilation tandis que Krantz [42] et Kahraman [41] préconisent plutôt une cause liée au piégeage et aux pertes hydrodynamiques dans les roulements des satellites.

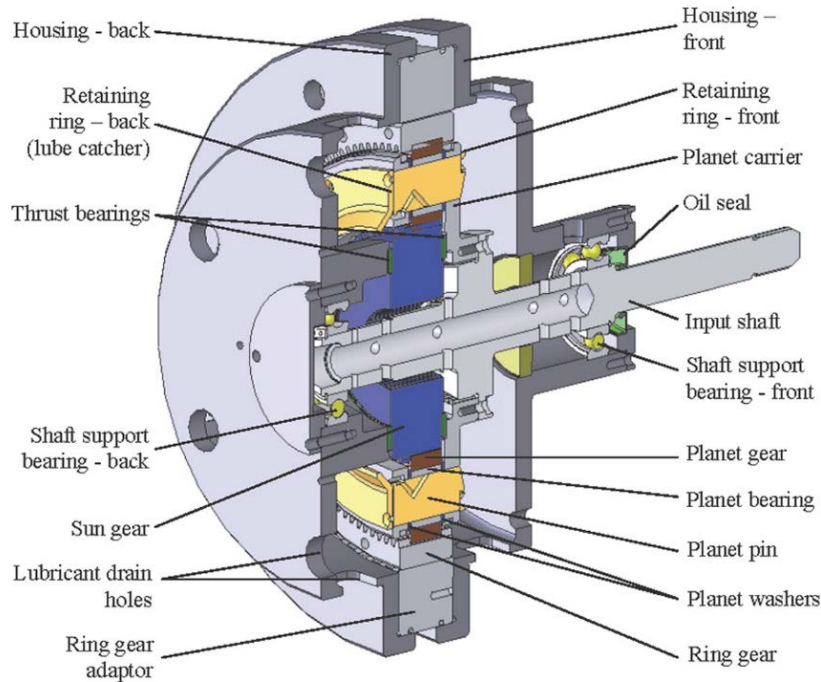


Figure I.3 – Schéma du réducteur utilisé par Kahraman et Hilty [41]

Seule l'étude menée par Kahraman et Hilty [41] peut être citée en exemple. En effet, celle-ci porte sur un train planétaire lubrifié pour partie par barbotage, Kahraman [41] cherche alors à isoler les différentes sources de pertes présentes au sein d'un train planétaire au travers de nombreux essais sur un réducteur semi-modulaire, présenté Figure I.3. Il montre dans cette étude que les sources peuvent être bien séparées, un exemple de décomposition est donnée sur la Figure I.4. Il est important de noter que ces essais ont été faits avec une bonne précision, le couple de perte étant mesuré avec un couplemètre d'une précision de 0,03 % sur une plage de 50 N.m, permettant une confiance dans ces mesures et les contributions proposées. La décomposition des pertes mesurées est la suivante, d'après [41] :

$$P = P_{ds} + P_{dc} + n(P_{ps} + P_{pr}) + n(P_{vb} + P_{gb}) \quad (\text{I.1})$$

Avec,

- n , le nombre de satellites (dans l'étude de Kahraman [41] entre 3 et 6)
- P_{ds} et P_{dc} , la perte par traînée respectivement du solaire et du porte-satellite
- P_{ps} et P_{pr} , les pertes par piégeage respectivement du contact solaire/satellite et satellite/couronne
- P_{vb} et P_{gb} , les pertes hydrodynamiques et de frottement des roulements des satellites

Pour estimer les six postes de pertes de l'équation (I.1), les auteurs conduisent des essais pour mesurer la perte totale dans quatre configurations différentes (en enlevant ou ajoutant des éléments du train planétaire). Ainsi à chaque essai, les différentes contributions des postes de pertes varient et, en soustrayant la perte mesurée entre certains essais bien choisis, chacune des pertes de l'équation (I.1) peut être estimée individuellement.

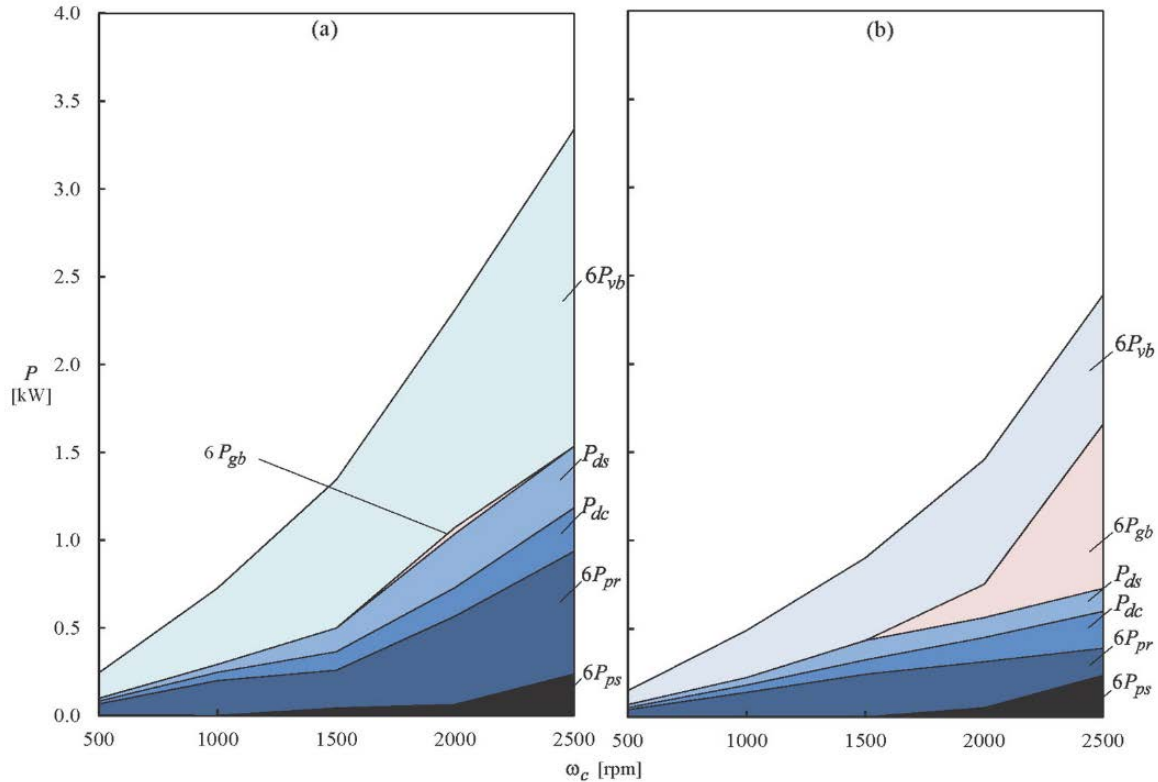


Figure I.4 – Décomposition des contributions des différentes sources de pertes pour des essais (a) à 40 °C et (b) à 90 °C, directement tiré de Kahraman [41]

Une étude, avec un but similaire mais une méthode radicalement différente, a été menée par Durand De Gevigney [29]. En effet, l’auteur cherche à estimer les contributions des différents postes de pertes indépendantes de la charge au sein d’un train épicycloïdal. Contrairement à la méthode utilisée par Kahraman [41], Durand De Gevigney [29] n’utilise pas de soustraction des mesures de pertes mais une méthode de couplage thermomécanique. Les résultats permettent de constater que la distribution des pertes indépendantes de la charge (donnée sur la Figure I.5) est plus proche des observations avancées par Kahraman [41] (cf. Figure I.4) et Krantz [42], c’est-à-dire une prédominance de la perte au sein des roulements des satellites³, que celles avancées par Anderson [3] et Handschuh et Rohn [33], c’est-à-dire une prédominance des pertes par ventilation. Il est cependant important de souligner que les différents essais menés par chacun des auteurs ont été faits pour des conditions opératoires différentes, notamment les essais menés au sein de la NASA qui ont été faits à haute vitesse (>6000 tr/min).

3. Par ailleurs, la Figure I.5 donne un premier indice sur la contribution de la thermique dans les pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux, évoquée dans la section I.5.

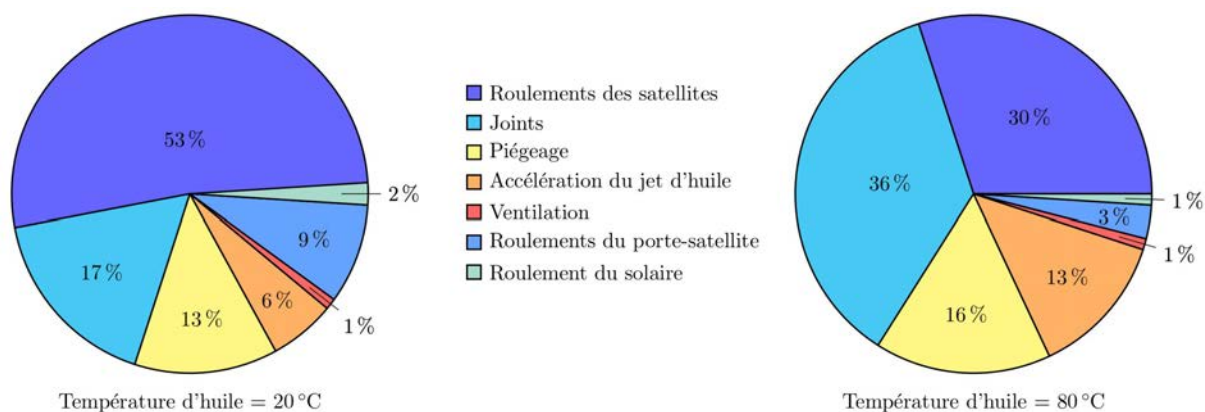


Figure I.5 – Contributions calculées par Durand De Gevigney pour un réducteur à 2000 tr/min et un débit de 2 L/min, tirées de Durand de Gevigney [29]

Ainsi, au sein d'un train épicycloïdal, différentes sources de pertes ont été observées dans la littérature. Il est cependant important de noter que toutes ces études portent exclusivement sur des trains épicycloïdaux lubrifiés par injection. Aucune ne s'intéresse à la lubrification par barbotage. Par contre, quel que soit le type d'injection choisi, un certain nombre de sources de pertes présentent une influence non négligeable sur le rendement totale d'une transmission par train épicycloïdal, séparées en deux catégories :

- Les pertes dépendantes de la charge :
 - Le frottement aux dentures,
 - Le frottement au niveau des contacts entre les bagues et les corps roulants, au sein des roulements.
- Les pertes indépendantes de la charge :
 - La perte par traînée des éléments tournants,
 - Les pertes par brassage du lubrifiant dans les roulements,
 - Les pertes par ventilation,
 - Les pertes par piégeage du lubrifiant.

La suite de ce chapitre a pour but de présenter les différents modèles établis dans la littérature pour chacun de ces postes et d'argumenter sur la pertinence de l'utilisation de ceux-ci dans le cas d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage.

I.3 Pertes dépendantes de la charge

Les pertes de puissance dépendantes de la charge rencontrées dans les transmissions par engrenages proviennent de deux sources distinctes : le frottement au niveau du contact des dentures et le frottement des éléments roulants dans les paliers.

I.3.1 Rendement du contact des dentures

Le frottement des dentures provient du fait que, pendant l'engrènement, les deux surfaces des dents en appui glissent et roulent l'une sur l'autre. Par conséquent, une production de chaleur a lieu. Dans le cas d'un train épicycloïdal, il faut, de plus, prendre

en compte deux contacts différents : les contacts de dentures extérieures, comme pour les contacts entre satellites et solaire, et les contacts de dentures extérieures, comme pour les contacts entre satellites et couronne. Ces pertes peuvent représenter une proportion importante des pertes totales, notamment dans les transmissions dites “lentes“ (dont la vitesse linéaire en périphérie ne dépasse pas 50 m/s). Ainsi, il n’est pas surprenant de trouver un grand nombre d’études investiguant ce poste de pertes. Parmi ces travaux, on trouve ceux de Buckingham [13], de Merritt [56], de Niemann et Winter [62], de Henriot [35] ou encore la norme ISO TR 14179-2 [39]. La similitude principale de ces études est que le coefficient de frottement, facteur caractérisant le contact des dentures, est constant le long de la ligne d’action. Par ailleurs, la notice technique ISO TR 14179-2 [39] préconise une estimation du rendement de l’engrènement entre un pignon et une roue par l’équation (I.2).

$$\eta_{ISO} = 1 - f H_v \quad (I.2)$$

Avec,

- f le coefficient de frottement du contact (-)
- H_v un paramètre dépendant uniquement de la géométrie des engrenages (-)

Les expressions développées par Buckingham [13], par Niemann et Winter [62] et par Henriot [35] ont une forme similaire, si ce n’est l’expression du paramètre H_v , qui varie d’une formulation à l’autre.

Ainsi, d’après Buckingham [13], le rendement d’un engrènement pignon/roue s’exprime avec l’expression rapportée dans l’équation (I.3). Cette expression convient aussi aux dentures intérieures (respectivement + pour les dentures extérieures et – pour les intérieures).

$$\eta_{BUCKINGHAM} = 1 - f (1 \pm u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \epsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \quad (I.3)$$

Tandis qu’avec les mêmes notations l’expression donnée par Niemann et Winter [62] s’écrit comme donnée dans l’équation (I.4).

$$\eta_{NIEMANN} = 1 - f (1 + u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \epsilon_\alpha \left(\frac{1}{\epsilon_\alpha} - 1 + (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \epsilon_\alpha \right) \quad (I.4)$$

Avec, dans les deux équations,

- f le coefficient de frottement (-)
- u le rapport de réduction du couple pignon/roue (-)
- Z_1 le nombre de dents du pignon (-)
- β_b l’angle d’hélice de base des dentures (rad)
- ϵ_α le rapport de conduite (-)
- κ_0 un paramètre adimensionnel définissant la position du point de roulement sans glissement le long de la ligne d’action (-)

Pour finir, l’expression développée par Henriot [35] diffère dans les paramètres pris en compte comme montré dans l’équation (I.5). Par ailleurs, elle a été étendue pour les dentures intérieures (respectivement + pour les dentures extérieures et – pour les intérieures).

$$\eta_{HENRIOT} = 1 - f \left(\frac{1}{R_{p1}} \pm \frac{1}{R_{p2}} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha} \quad (\text{I.5})$$

Avec,

- f le coefficient de frottement (-)
- R_{p1} et R_{p2} les rayons primitifs respectivement de la roue et du pignon (m)
- g_f et g_a respectivement les longueurs d'approche et de retrait (m)
- α l'angle de pression (rad)

Ainsi, toutes ces études conviennent que les pertes par frottement dépendent uniquement du coefficient de frottement du contact entre les dentures et de la géométrie des engrenages.

Cependant les formulations présentées (équations (I.2), (I.3), (I.4), (I.5)) ne sont adaptées que pour des dentures dont le profil n'est pas corrigé. Il est pourtant commun de corriger les dentures d'engrenages dans une optique de gain énergétique [26]. Ces corrections sont, la plupart du temps, de l'enlèvement de matière de l'ordre d'une dizaine de micromètres en pied, en tête ou sur tout ou partie du flanc et de la largeur de la dent.

Un modèle plus complet est donné par Durand de Gevigney [30] qui prend en compte ces modifications de géométrie dans le cas de dentures intérieures et extérieures. Ce modèle se base sur les travaux de Vexex et Ville qui n'étaient valables que dans le cas de dentures extérieures. La formulation donnée par Vexex et Ville du coefficient H_v est rapportée dans les équations (I.6) et (I.7) pour le cas de dentures extérieures non modifiées. La formulation dans le cas de dentures corrigées est donnée dans l'équation (I.8).

$$H_{vVELEX} = f (1 \pm u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \epsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{I.6})$$

Avec, dans le cas de dentures non corrigées,

$$\Lambda = \frac{2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1}{1 - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \epsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1)}{\cos \beta_b} \right)} \quad (\text{I.7})$$

Ou encore, dans la cas de dentures corrigées :

$$\Lambda = \frac{2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right]}{1 - P\Gamma - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \epsilon_\alpha \left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\cos \beta_b} \right)} \quad (\text{I.8})$$

En posant,

- P la profondeur de corrections normalisée par rapport à l'approche normale moyenne (-)
- Γ la longueur de correction de profil adimensionnée (-)

Les travaux de Durand de Gevigney [30] étendent ces formulations aux dentures intérieures en n'introduisant, comme Buckingham [13] et Henriot [35], qu'une simple modification de signe devant le ratio de vitesses de rotation u .

Comme évoqué plus haut, les pertes de puissance par frottement sont une part non négligeable des pertes notamment dans les transmissions fortement chargées. Dans le cas d'une étude thermique d'une telle transmission, il est primordial de modéliser finement cette source de perte car source de chaleur. Le modèle de Valex [79], étendu par Durand de Gevigney [30], semble être le choix le plus judicieux car prenant en compte un nombre plus important de paramètres influents, notamment la micro-géométrie des dentures. C'est donc cette formulation qui sera retenue pour la suite.

I.3.2 Evaluation du coefficient de frottement

Il est important de remarquer que toutes les formulations de la section précédente reposent sur la connaissance du coefficient de frottement f . Dans ces dernières, le coefficient peut être supposé constant le long de la ligne d'action (on parle de loi moyenne) ou bien être calculé à tout moment le long de la ligne d'action (on parle de loi locale). Il est donc primordial d'évaluer précisément la valeur de ce coefficient. De manière générale, le coefficient de frottement entre deux dents d'engrenages évolue avec la vitesse d'entraînement, de glissement, la charge, les caractéristiques des matériaux en contact, l'état de surface des zones en contact et enfin les propriétés du lubrifiant utilisé. Le contact extérieur de dentures d'engrenages est non-conforme. Il présente une aire faible, des pressions de contact élevées et la formation d'un film de lubrifiant. Dans le cas d'un contact intérieur de dentures, celui-ci est conforme. Il présente une aire plus élevée que dans le cas d'un contact extérieur, des pressions de contact plus faibles et toujours la formation d'un film de lubrifiant. Ces deux types de contact sont modélisés par un contact élastohydrodynamique (EHD). Il est intéressant de relever que le film de lubrifiant a un rôle évident de séparation des surfaces mais aussi de transmission de la charge et d'évacuation des particules d'usures.

La courbe de Stribeck [75] est traditionnellement utilisée pour catégoriser le régime de lubrification selon l'épaisseur de film d'huile et la rugosité des surfaces en contact. Cette courbe est présentée Figure I.6. Il est possible de relever trois zones distinctes correspondant aux régimes de lubrification décrits par Stribeck [75] :

- **Le régime limite** correspond à deux surfaces très peu séparées par le film d'huile. Le frottement est alors principalement contrôlé par le contact des aspérités et les additifs du lubrifiant ;
- **Le régime mixte** correspond à une séparation des surfaces sensiblement plus importante. Le frottement est alors produit par le contact des aspérités et le cisaillement du fluide. Ce régime est caractéristique de celui rencontré lorsque les glissements sont importants (comme en début et en fin d'engrènement de deux dents) ;
- **Le régime en film complet** correspond à une séparation totale des surfaces et le frottement est alors dû uniquement au cisaillement du lubrifiant par les deux surfaces. Alors le coefficient de frottement dépend étroitement des grandeurs physiques du lubrifiant.

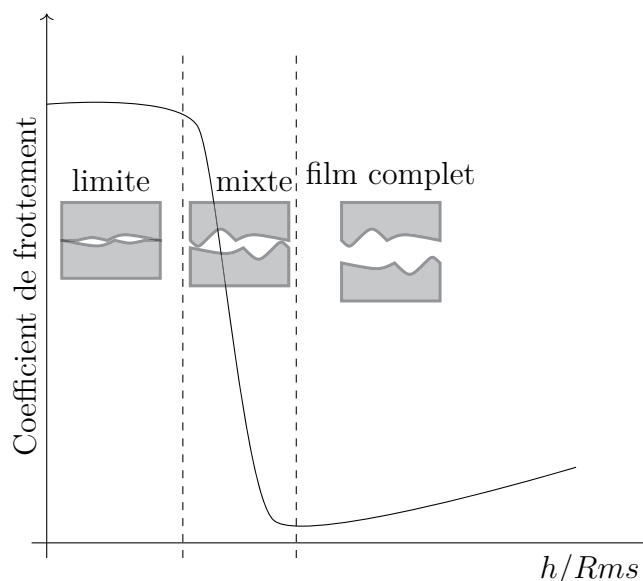


Figure I.6 – Courbe de Stribeck

Par ailleurs, il est important de distinguer deux types de loi dans la littérature : celles qui estiment que le coefficient de frottement varie le long de la ligne d'action (les lois locales) et celles dont le coefficient de frottement est considéré constant sur la ligne d'action (les lois moyennes).

En ce qui concerne la valeur du coefficient de frottement dans le cas du contact de dentures, plusieurs relations empiriques ont été développées dans la littérature : Misharin [58], Kuzmin [43] et O'Donoghue *et al.* [63]. Cependant, la relation qui paraît la plus complète (en terme de paramètres utilisés et de nombres d'essais) reste celle de Benedict-Kelley [9]. Cette formulation, basée sur une loi locale, est rapportée dans l'équation (I.9).

$$f = 0,0127 \log_{10} \left| \frac{291\,205,8 \cdot 10^{-7}}{\frac{\rho \nu V_g U^2}{F_{nu}}} \right| \quad (\text{I.9})$$

Avec,

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

La limite de cette formule est qu'elle ne donne des coefficients de frottement acceptables qu'avec des taux de glissement compris entre 20 % et 50 %, comme illustré sur la Figure I.7 issue des travaux de Diab [27]. Des différences notables apparaissent aussi lorsque les taux de glissement sont plus faibles ou très élevés.

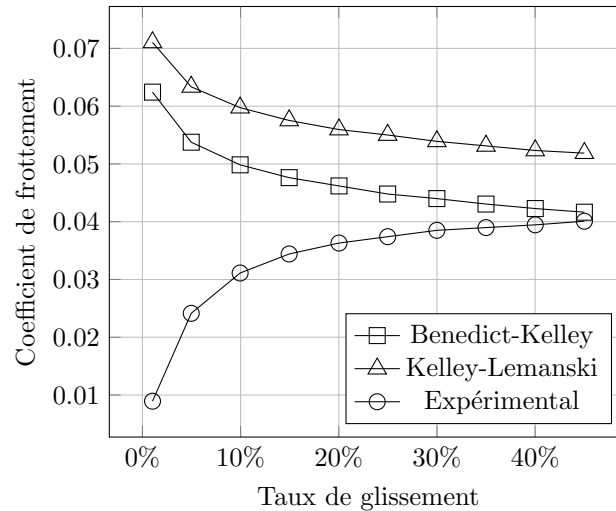


Figure I.7 – Comparaison des modèles de coefficient de frottement de Benedict et Kelley avec les résultats expérimentaux de Diab [27]

Par ailleurs une autre formulation, basée sur une loi moyenne, est communément utilisée dans le calcul du coefficient de frottement dans les transmissions par engrenages, celle de la norme ISO 14179-2 [39]. Sa formulation est donnée dans l'équation (I.10).

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

Avec,

- F_n l'effort normal appliqué sur la denture (N)
- b la largeur des dentures (m)
- r_c le rayon de courbure équivalent au primitif (mm)
- U la somme des vitesses au primitif (m/s)
- μ la viscosité dynamique du lubrifiant (Pa.s)
- R_{ar} la moyenne arithmétique des rugosités des flancs actifs des dentures en contact (μm)
- X_L un coefficient dépendant de l'huile utilisée (-)

Enfin, une dernière formulation, basée sur une loi locale, a été développée par Diab *et al.* [27] basée sur les théories de Mikic [57] et de Greenwood-Tripp [32]. Cette formulation a été développée à partir d'essais expérimentaux réalisés sur une machine bi-disque haute performance (MBDHP) développée au sein du LaMCoS [80]. L'idée derrière la théorie de Diab [27] est de séparer la contribution au frottement due au cisaillement du film d'huile et celle due aux contacts entre les aspérités. Ainsi, la formule donnée est rapportée dans l'équation (I.11).

$$f = \frac{1}{p_{moy}} \left[\frac{A_c}{A_0} \tau_{sec} + \left(1 - \frac{A_c}{A_0} \right) \tau_{fluide} \right] \quad (I.11)$$

Avec,

- p_{moy} la pression moyenne de contact (Pa)
- A_c l'aire de contact réelle (m²)
- A_0 l'aire de contact apparente (m²)
- τ_{sec} le taux de cisaillement sec (Pa)
- τ_{fluide} le taux de cisaillement fluide (Pa)

Dans les trains épicycloïdaux lubrifiés par barbotage, il est commun de rencontrer des régimes de lubrification mixte voire limite⁴. Les travaux de Diab [27] semblent donc plus adaptés à la prédiction des pertes en prenant en compte le ratio entre les contacts secs (aspérités sur aspérités) et les contacts lubrifiés (film d'huile séparant les surfaces).

Une autre méthode, basée sur la modélisation thermique, sera présentée dans le chapitre ?? de ce manuscrit et utilisée pour estimer le coefficient de frottement aux dentures.

I.3.3 Pertes des roulements dues à la charge

Les paliers à éléments roulants sont des éléments communs dans les transmissions mécaniques. Dans cette étude, seuls les roulements seront évoqués car utilisés sur les deux moyens expérimentaux étudiés. Traditionnellement, les pertes dans les roulements sont quantifiées par des formules développées par Harris [34]. Dans ses formulations, il sépare deux contributions : d'un côté, celle créée par les effets hydrodynamiques dues à la présence du lubrifiant (huile, graisse ou brouillard d'huile) ; de l'autre, les pertes liées au chargement des éléments roulants et à la friction de ceux-ci sur les bagues du roulement.

Concernant ces dernières, le couple résistant se calcule par la formule de Harris rapportée dans l'équation (I.12).

$$C_1 = f_1 F^a d_m^b \quad (I.12)$$

Où,

- C_1 le couple de perte dépendant de la charge (N.mm)
- F la force équivalente appliquée sur le roulement (N)
- d_m le diamètre moyen du roulement (mm)
- $f_{1,a,b}$ des constantes dépendantes du roulement utilisé et du type de lubrification [34] (-)

Une autre formule de prédiction a été développée par la société SKF pour la quantification des pertes par frottement au sein du roulement [73]. Celle-ci sépare la contribution à la perte en deux composantes : l'une liée au frottement par roulement et l'autre au glissement. La formulation est donnée dans l'équation (I.13).

$$C = \phi_{ish} \phi_{rs} C_{rr} + C_{sl} \quad (I.13)$$

Avec,

4. Par exemple lors d'un démarrage à froid de la transmission

- C le couple résistant total dû au frottement (N.m)
- ϕ_{ish} facteur prenant en compte le refoulement de l'huile dans l'établissement du film d'huile (-)
- ϕ_{rs} facteur prenant en compte le lubrifiant chassé de la piste de roulement (-)
- C_{rr} couple de frottement lié au roulement (N.m)
- C_{sl} couple de frottement lié au glissement (N.m)

Ces deux formulations prédisent des comportements vis-à-vis de la charge radiale relativement équivalents. Il est possible d'utiliser ces deux formules, celle qui sera retenue ici est celle de Harris [34].

I.4 Pertes indépendantes de la charge

Dans les transmissions mécaniques, deux modes de lubrification sont utilisés : par injection du lubrifiant ou bien par bain d'huile. En général, le premier est utilisé dans des transmissions dont les vitesses périphériques sont importantes (classiquement 60 m/s), car moins énergivore. A l'inverse, lorsque les vitesses périphériques sont plus faibles, la lubrification par barbotage est envisagée. Elle présente par ailleurs d'autres avantages comme la simplicité de maintenance et l'absence de système dédié à l'injection.

Les pertes indépendantes de la charge sont associées à l'interaction des éléments tournants de la transmission avec le lubrifiant et le mélange air-lubrifiant⁵. Ces pertes de puissance sont donc principalement dues au cisaillement de l'huile et de l'air de la transmission ainsi qu'à la mise en mouvement du fluide.

On notera l'existence des pertes par ventilation. Ces pertes sont la résultante de la mise en mouvement d'un fluide⁶. Cependant ce poste de perte ne devient prépondérant que pour des transmissions à haute vitesse. D'après les travaux de Dawson [24], cette perte doit être considérée lorsque les vitesses de rotation périphériques dépassent 100 m/s. Dans le reste de cette étude, au vue des vitesses de rotation, ces pertes seront considérées négligeables.

I.4.1 Pertes par brassage du lubrifiant dans les roulements

Dans les roulements, ces pertes sont occasionnées par l'interaction entre les éléments tournants et le lubrifiant. Pour les estimer, Harris propose les relations données dans l'équation (I.14).

$$\begin{cases} C_0 = 10^{-7} f_0 (\nu N)^{2/3} d_m^3 & \text{si } (\nu N) \geq 2000 \\ C_0 = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 & \text{si } (\nu N) < 2000 \end{cases} \quad (\text{I.14})$$

Avec,

- C_0 le moment de perte indépendant de la charge (N.mm)
- f_0 un facteur expérimental dépendant du type de roulement et du mode de lubrification (-)
- ν la viscosité cinématique du lubrifiant (mm²/s)
- N la vitesse de rotation du roulement (tr/min)

5. Dans le cas du barbotage, les interactions avec le mélange air-lubrifiant dépendent grandement du volume d'huile au regard du volume total de la transmission.

6. Généralement l'air ou le mélange air-lubrifiant de la transmission

- d_m le diamètre moyen du roulement (mm)

Ce couple de perte s'ajoute à celui déjà calculé en (I.12) pour calculer la perte totale au sein du roulement.

De même que pour les pertes par frottement, la société SKF a, elle aussi, développé une formulation des pertes par brassage du lubrifiant dans un roulement. Cette formulation est donnée dans l'équation (I.15).

$$C_{hydro} = V_M K_{bille} d_m^5 N^2 \quad (I.15)$$

Où,

- C_{hydro} le couple de traînée du roulement (N.mm)
- V_M une variable adimensionnelle fonction du niveau d'immersion du roulement dans le bain d'huile (-)
- K_{bille} une constante dépendant du type de roulement (-)
- d_m le diamètre moyen du roulement (mm)
- N la vitesse de rotation du roulement (tr/min)

Les travaux de Niel [61] ont montré que les formules de SKF sous-estimaient les pertes jusqu'à une vitesse de rotation proche de 3000 tr/min, tandis que les formules de Harris permettaient de prédire correctement l'évolution des pertes de puissance.

C'est donc l'approche de Harris [34] qui sera utilisée dans la suite de l'étude.

I.4.2 Pertes aux joints

Les joints sont des éléments mécaniques permettant d'assurer l'étanchéité des réducteurs. Plusieurs technologies existent mettant en œuvre différentes solutions techniques et des matériaux particuliers. La perte au sein de ces éléments survient par frottement entre les différentes parties auxquelles le joint est scellé. Dans certaines configurations, la déformation du joint lui-même induit une perte de puissance et un échauffement local.

Une des formules permettant d'estimer cette perte de puissance, comme celles du catalogue SIMRIT [1] est donnée dans l'équation (I.16).

$$P_{joint} = 7,69 \times 10^{-6} \phi^2 N \quad (I.16)$$

Avec,

- ϕ le diamètre de l'arbre (mm)
- N la vitesse de rotation de l'arbre (tr/min)

C'est cette formulation simple et préconisée par la norme ISO TR 14179-2 [39] qui sera utilisée dans la suite.

I.4.3 Cas de la lubrification par barbotage

Dans le cas des trains épicycloïdaux, lubrifiés par barbotage, aucun travaux n'existent dans la littérature. La seule étude portant sur le sujet est celle développée au cours de cette thèse [12] et expliquée dans les chapitres II et III. Ce travail a donc pour but de

présenter une première investigation des phénomènes mis en jeu par une lubrification par bain d'huile au sein d'un train épicycloïdal. Cependant le barbotage est un phénomène bien étudié dans le cas des trains cylindriques et peut donc servir de base pour une estimation des pertes par barbotage dans les trains planétaires.

I.4.3.1 Perte par traînée

La base de tous les travaux sur les pertes par traînée sont les travaux sur un disque immergé menés par Daily et Nece [22], Mann et Marston [50] et Soo et Princeton [74]. Soo [74] est le premier à proposer un calcul du couple de traînée pour un disque plein immergé dans un milieu clos. Sa formulation est donnée dans l'équation (I.17).

$$C_{ch} = 0,0622 \left(\frac{s}{a} \right)^{-1/4} Re_h^{-1/4} \quad (\text{I.17})$$

Avec,

- C_{ch} , le couple résistant de traînée (N.m)
- s , l'espace entre le disque tournant et le carter (m)
- a , le rayon du disque (m)
- Re_h , le nombre de Reynolds calculé à partir du rayon hydraulique

A noter cependant, que les auteurs ne donnent pas de domaine d'utilisation pour cette formulation, ni ses limites⁷.

Daily [22], quant à lui, résume les différentes approches analytiques et présente des travaux expérimentaux amenant à des formulations pour calculer le couple de traînée d'un disque immergé. Pour cela il sépare les différents régimes :

- I – Écoulement laminaire, couche limite non-décollée
- II – Écoulement laminaire, couche limite décollée
- III – Écoulement turbulent, couche limite non-décollée
- IV – Écoulement turbulent, couche limite décollée

Il propose ensuite un tableau synthétisant les différentes formulations, empiriques et théoriques, rapporté dans le tableau I.1.

Enfin, le travail de Mann et Marston [50] donne des premières formulations pour des disques immergés mais présentant des lames en périphérie. Ainsi Mann propose la formulation suivante pour le couple de traînée :

$$C_{ch} = \frac{K}{Re^\gamma} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (\text{I.18})$$

Avec K et γ qui sont des constantes empiriques tirées d'un grand nombre d'essais sur une variété de disques dont le nombre et la taille des lames sont changées⁸. Par ailleurs, Mann [50] relève une différence conséquente entre le couple de traînée d'un disque semi-infini et d'un disque à dimensions finies. Il rapporte que cette différence dépend beaucoup du ratio $\frac{t}{a}$ avec t l'épaisseur du disque et a le rayon du disque. Il écrit alors une formulation, rapportée dans l'équation (I.19), pour quantifier cette différence.

7. Même s'il est possible de supposer que c'est probablement dans le cas d'un régime laminaire.

8. Tous les disques présentaient le même rayon de 3,983 in et la même épaisseur de 0,285 in, le seul paramètre variant est "l'aspect ratio" (Longueur de la lame sur l'épaisseur du disque) entre 0 et 0.700.

Régime	Formulations empiriques	Formulations théoriques
I	$C_{ch} = \frac{2\pi}{(s/a) Re_h}$	$C_{ch} = \frac{2\pi}{(s/a) Re_h}$
II	$C_{ch} = \frac{3,70 (s/a)^{1/10}}{\sqrt{Re_h}}$	$C_{ch} = \frac{C}{\sqrt{Re_h}}, C = \phi(s/a)$
III	$C_{ch} = \frac{0,080}{(s/a)^{1/6}}$	$C_{ch} = \frac{0,0622}{(s/a)^{1/4} Re_h^{1/4}}$
IV	$C_{ch} = \frac{0,0102 (s/a)^{1/10}}{Re_h^{1/5}}$	$C_{ch} = \frac{C}{Re_h^{1/5}}, C = \phi(s/a)$

Tableau I.1 – Tableau synthétisant les formulations du couple de traînée d’un disque immergé, tiré de Daily [22]

$$\frac{C_{ch}}{C_{ch0}} = 1 + 2,3 \frac{t}{a} \quad (\text{I.19})$$

Avec,

- C_{ch} , le couple de traînée d’un disque à dimensions finies (N.m)
- C_{ch0} , le couple de traînée d’un disque semi-infini (N.m)
- t , l’épaisseur du disque (m)
- a , le rayon du disque (m)

En ce qui concerne les roues dentées, de nombreuses études ont étudié les pertes par traînée dans un bain d’huile. Terekhov [77] présente une étude sur des engrenages cylindriques à dentures droites. Cette étude porte sur une vaste campagne expérimentale avec de basses vitesses de rotation (<2000 tr/min) et des huiles hautement visqueuses (jusqu’à 2000 cSt). Les conclusions importantes de ces travaux sont que le module de la roue dentée n’influe pas sur la perte par traînée et que le couple de traînée peut être prédit correctement par une analyse dimensionnelle. Par ailleurs, il ajoute une dépendance du couple de traînée avec la nature du régime d’écoulement autour de la roue et plus particulièrement avec le nombre de Reynolds $Re = \frac{\omega R^2}{\nu}$. Cela rejoint les travaux de Daily [22] et de Mann et Marston [50].

Dans la lignée de cette étude, Lauster et Boos [45] ont investigué les pertes par traînée au sein de transmissions de camions via une autre campagne expérimentale.

Une étude de Boness [11] propose aussi une formulation présentant une bonne concordance avec les essais menés sur leur banc d’essais pour des huiles moins visqueuses que celles utilisées par Terekhov [77]. Il est le premier à proposer que le couple de traînée soit calculé selon la formulation rapportée dans l’équation (I.20). Cette formule montre la dépendance du couple de perte avec la surface mouillée par le lubrifiant sur le disque ou la roue dentée et un coefficient de traînée adimensionnel dépendant du régime de l’écoulement. Cette dépendance en fonction du régime est rapportée dans les équations (I.21), (I.22) et (I.23).

$$C_{ch} = \frac{\rho}{2} \omega^2 R_p^3 S_m C_m \quad (\text{I.20})$$

Avec,

- C_{ch} le couple de traînée de la roue dentée (N.m)
- ρ la masse volumique du lubrifiant (kg/m^3)
- ω la vitesse de rotation de la roue dentée (rad/s)
- R_p le rayon primitif de la roue dentée (m)
- S_m la surface mouillée (m^2)
- C_m le coefficient adimensionnel de traînée (-)

Pour $Re = \frac{\omega R_p^2}{\nu} \leq 1,5 \times 10^3$,

$$C_m = \frac{20}{Re} \quad (\text{I.21})$$

Pour $1,5 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5$,

$$C_m = 8,6 \times 10^{-4} Re^{1/3} \quad (\text{I.22})$$

Pour $Re \geq 1 \times 10^5$,

$$C_m = \frac{5 \times 10^8}{Re^2} \quad (\text{I.23})$$

Il est cependant important de noter que, dans le régime de transition de l'équation (I.22), les résultats de Boness [11] suggèrent qu'une huile avec une viscosité plus faible implique des pertes par traînée plus importantes, ce qui contredit la quasi-totalité des observations expérimentales.

Par ailleurs, une formulation du C_m basée uniquement sur une dépendance avec la viscosité du fluide⁹ semble ne pas être une solution complètement acceptable comme l'ont relevé Luke et Olver [47]. Les auteurs ont en effet mené une campagne expérimentale pour mettre à l'épreuve les prédictions de Boness [11]. La conclusion de cette étude est que le modèle proposé par Boness [11] est bien trop simpliste et porte une dépendance du couple de perte à la viscosité du lubrifiant trop importante.

C'est ainsi que, plus récemment, Changenet *et al.* [17,19] ont proposé des formulations plus précises basées sur la première formulation proposée par Boness [11], rapportée dans l'équation (I.20). Ces formulations sont basées sur une vaste campagne d'essais. Le banc d'essais utilisé a été conçu pour fournir une grande variété de configuration et de conditions opératoires sur des roues dentées comme des disques, un schéma de ce banc est donné Figure I.8.

9. Au travers du nombre de Reynolds Re

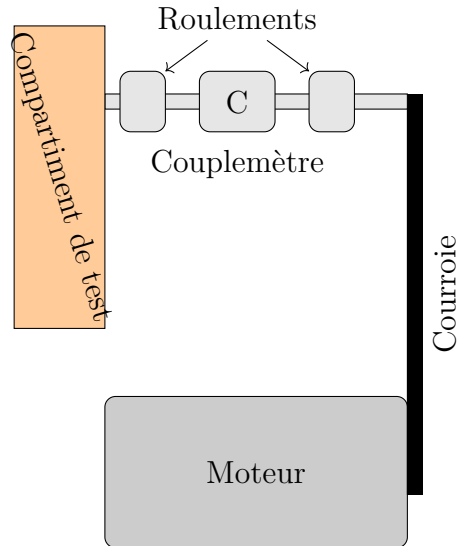


Figure I.8 – Schéma de fonctionnement du banc utilisé par Changenet [17, 19]

A l'issue de ces essais, pour déterminer le coefficient adimensionnel C_m , une analyse dimensionnelle est utilisée :

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{m}{D_p} \right)^{\psi_2} \left(\frac{b}{D_p} \right)^{\psi_3} \left(\frac{h}{D_p} \right)^{\psi_4} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{\psi_5} Rec^{\psi_6} Fr^{\psi_7} \quad (\text{I.24})$$

Avec,

- m le module de la roue (m)
- D_p le diamètre primitif de la roue (m)
- b la largeur de la roue (m)
- h la profondeur d'immersion de la roue (m)
- V_0 le volume d'huile introduit (m^3)

Et,

$$Rec = \frac{\omega R_p b}{\nu}$$

$$Fr = \frac{\omega^2 R_p}{g}$$

Par ailleurs, il a été observé par Changenet [17] que la nature du régime n'était pas le seul facteur impactant l'évolution du couple de traînée comme le montrait Boness [11]. En effet, le postulat de l'auteur est que la largeur de la roue commence à jouer un rôle à mesure que la vitesse de rotation augmente dû aux projections d'huile par effet centrifuge. Un nouveau paramètre est alors introduit représentant l'accélération centrifuge de la roue :

$$\gamma = \omega^2 \sqrt[3]{R_p b m} \quad (\text{I.25})$$

Alors, basés sur une vaste campagne d'essais, plusieurs régimes ont été déterminés et plusieurs formulations de C_m développées :

Pour $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$ et $Rec < 4000$

$$C_m = 1,366 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{0,1} Fr^{-0,6} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{0,21} \quad (\text{I.26})$$

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

$$C_m = 0,239 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{0,1} Fr^{-0,6} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{0,21} \quad (\text{I.27})$$

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

$$C_m = 20,797 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{0,1} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{-0,35} Fr^{-0,88} Rec^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{0,85} \quad (\text{I.28})$$

Pour $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$ et $Rec > 4000$

$$C_m = 3,644 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{0,1} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{0,85} \quad (\text{I.29})$$

Il est intéressant de relever que, comme le suggéraient Luke et Olver [47], la viscosité du lubrifiant n'est pas le facteur le plus influent de la perte par traînée mais que les aspects gravitaires et inertiels¹⁰ présentent une influence non négligeable sur celle-ci.

Par ailleurs, les formulations de Changenet [17] des équations (I.26), (I.27), (I.28) et (I.29) ont été étendues à des dentures hélicoïdales. Il a en effet été montré que la seule modification résidait dans le calcul de la surface mouillée S_m comme rapporté dans l'équation (I.30) et illustré sur la Figure I.9.

$$S_m = R_p^2 (2\theta - \sin 2\theta) + D_p b \theta + 2 \frac{Z\theta h_{tooth} b}{\pi \cos \alpha \cos \beta} \quad (\text{I.30})$$

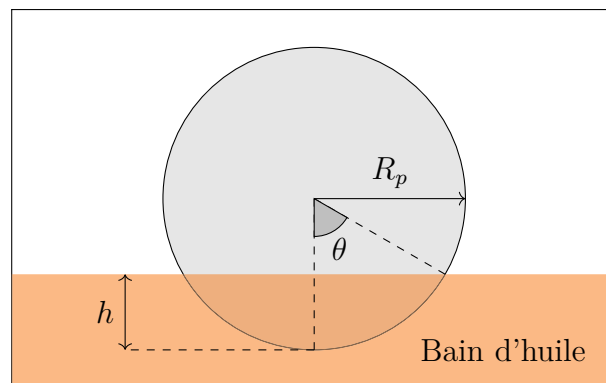


Figure I.9 – Schéma de calcul de la surface mouillée selon Changenet [17]

Dans un registre différent, Seetharaman *et al.* [70, 72] développent des modèles de prédiction de la perte par traînée et par piégeage d'un point de vue purement théorique

10. Exprimés au travers du nombre de Froude Fr

par des calculs basés sur la résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes, qui ne seront pas détaillés ici. Ces modèles sont ensuite comparés à des essais menés directement sur un banc d'essais. Donnant une bonne prédiction de la perte, ces modèles sont cependant limités dans la prise en compte de la déformation du bain d'huile et les auteurs mettent en garde sur ce point.

Enfin une dernière étude par Polly [65] investigate expérimentalement les pertes par barbotage d'une paire de roues dentées. Le banc d'essais repose sur le même principe que celui de Changenet [19] mais apporte un degré supplémentaire sur le positionnement du pignon. Il s'intéresse notamment à l'impact du positionnement de ce pignon vis-à-vis de la roue, comme illustré Figure I.10. Comme attendu, les positions où le pignon est le plus immergé dans l'huile présentent les pertes par traînée les plus importantes. Par ailleurs, comme Changenet [17], il observe une influence importante de la vitesse à la fois sur le couple de perte en lui-même mais aussi sur la déformation du bain d'huile et la projection du lubrifiant.

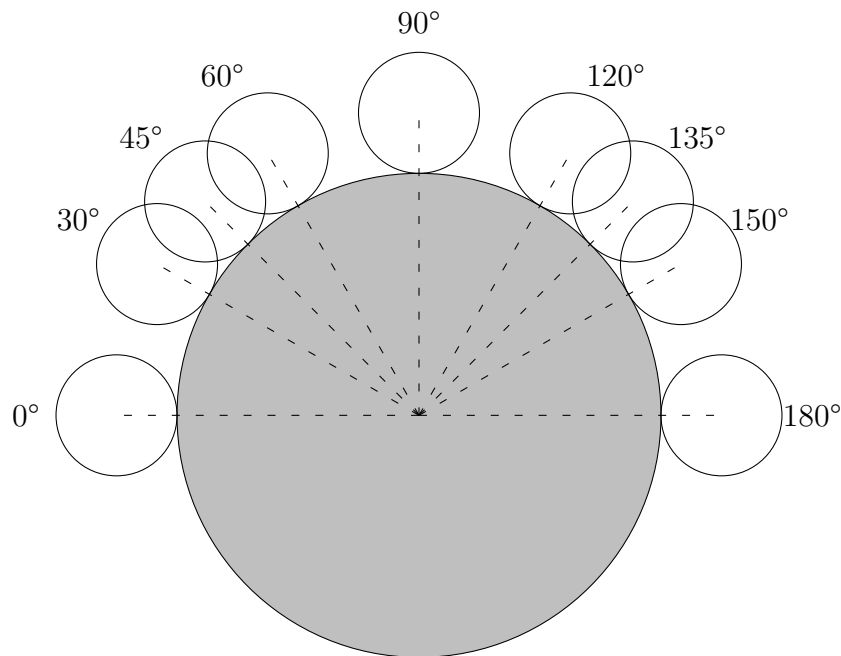


Figure I.10 – Schéma des positions de pignon testées par Polly [65]

Par ailleurs il est à noter que des études, similaires à celles présentées précédemment pour les trains cylindriques, portant sur la traînée des couples coniques ont été menées par plusieurs auteurs. Les plus marquantes à ce sujet sont celles de Jeon [40] et celles de Laruelle et Fossier [44]. De même que pour les trains cylindriques les auteurs ont montré la possibilité de prédire le couple de traînée d'une roue conique par une analyse dimensionnelle. Par ailleurs, il est possible d'observer de nouveau l'influence des effets visqueux et inertiels, comme rapporté dans le couple prédit par Laruelle et Fossier [44] basé sur celui donné par Jeon [40]. Ce couple de traînée est écrit dans l'équation (I.31)

$$C_m \propto Re^{-0,25} Fr^{-0,53} \frac{V_0}{R_0^3}^{-0,198} \quad (\text{I.31})$$

Avec,

- R_0 , le rayon extérieur de la roue conique (m),
- $Re = \frac{\Omega R_0}{\nu}$, le nombre de Reynolds (-),
- $Fr = \frac{\Omega^2 R_0}{g}$, le nombre de Froude (-),
- V_0 , le volume d'huile (m^3).

Pour conclure, il a donc été montré par plusieurs études que les pertes par traînée des trains cylindriques et coniques sont principalement dues à des effets visqueux mais aussi inertiels et gravitaires. Il est aussi intéressant de noter que la très grande majorité des études utilisent une méthode par superposition pour isoler certains postes de pertes. Cette méthode consiste simplement à faire l'hypothèse qu'entre deux essais distincts, il est possible de soustraire les mesures de couples de pertes et que la différence est due uniquement aux changements de géométrie, conditions opératoires etc.

I.4.3.2 Déformation du bain d'huile

La déformation du bain d'huile joue un rôle important dans l'évolution de la perte par traînée. Cette tendance a été relevé par Boness [11], l'auteur propose de prendre en compte ce phénomène au travers du calcul de la surface mouillée de la roue immergée. Cette méthode a été confirmée par Changenet [17, 19], l'auteur précise que cette déformation dépend grandement de la géométrie du moyen d'essais et des conditions opératoires.

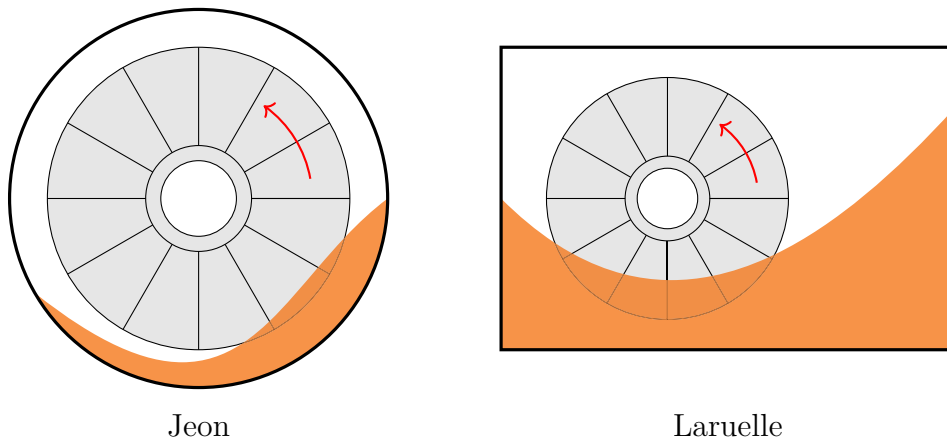


Figure I.11 – Comparaison de la déformation des bains d'huile entre les expériences de Jeon [40] et Laruelle [44]

Plusieurs études similaires ont été menées sur des couples coniques. Laruelle *et al.* [44] proposent un résumé des différents modèles de la littérature à ce sujet et les comparent à des essais menés sur le banc développé par Changenet [19], adapté à une seule roue conique. Le modèle retenu par les auteurs est celui développé durant la thèse de Jeon [40], bien que celui-ci ne donne pas encore satisfaction pour certains niveaux d'immersion de la roue conique. Laruelle [44] explique cette imprécision par une différence de déformation

des bains d'huile sur leur banc par rapport à celui rapporté par Jeon [40]. Un schéma de comparaison est tracé Figure I.11.

Une étude plus récente de Quiban [67], effectuée sur le même banc d'essais que Laruelle [44], rapporte aussi une déformation importante du bain d'huile. Seulement, l'auteur effectue des essais à hautes vitesses de rotation (jusqu'à 6000 tr/min) et montre une incohérence des modélisations de Jeon [40] et de Laruelle [44]. Il explique cette incohérence par l'apparition du phénomène de ventilation due à la déformation importante du bain d'huile laissant une zone non immergée sur la roue. La prise en compte de ce phénomène permet de prédire plus précisément la perte de puissance d'une roue conique immergée dans l'huile. Cette prise en compte se fait par le biais du ratio de la surface mouillée de la roue par rapport à celle laissée à l'air libre comme rapporté dans l'équation (I.32). Sur la Figure I.12 sont tracées les différentes prédictions par Jeon [40], Laruelle et Fossier [44] et Quiban [67] par rapport aux essais de celui-ci. La formulation finale par Quiban [67] est donnée dans l'équation (I.32).

$$P_{\text{barbotage}} + P_{\text{ventilation}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{huile}} S_m R_0^3 \omega^3 C_{m,ch} + \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} (S - S_m) R_0^3 \omega^3 C_{m,wi} \quad (\text{I.32})$$

Avec,

- $\rho_{\text{huile,air}}$ la masse volumique de l'huile (respectivement de l'air) (kg/m^3),
- S_m la surface mouillée de la roue (m^2),
- S la surface totale de la roue (m^2),
- R_0 le rayon extérieur de la roue (m),
- ω la vitesse de rotation de la roue (rad/s),
- $C_{m,ch,wi}$ le coefficient de traînée due au barbotage (respectivement à la ventilation) (-).

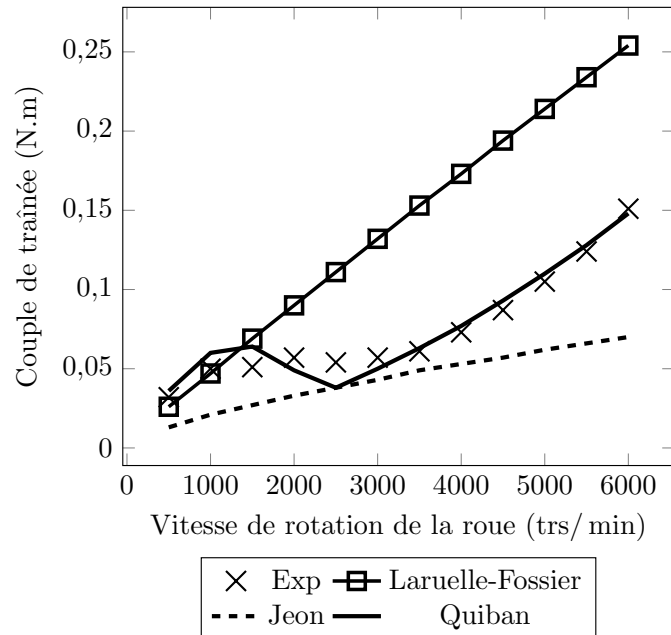


Figure I.12 – Comparaison des différents modèles de prédiction de la perte de puissance d'une roue conique en fonction de sa vitesse de rotation, issue de Quiban [67]

I.4.3.3 Forme du carter

L'influence de la forme du carter sur cette déformation du bain a été investiguée plus en détails par Changenet [20] uniquement sur des dentures droites. Cette fois-ci il s'intéresse à l'impact d'ajout de flasques latérales sur les roues¹¹, comme illustré Figure I.13. Il a ainsi été observé que l'ajout de flasques diminue nettement la perte par barbotage (l'auteur rapporte des facteurs parfois supérieurs à 2). Il a aussi été montré que le flux d'huile était influencé par les aspects gravitaires et inertiels. Il est à noter que Neurouth [60] a étendu ces observations à des dentures hélicoïdales et pour des vitesses de rotation des roues allant jusqu'à 32 000 tr/min.

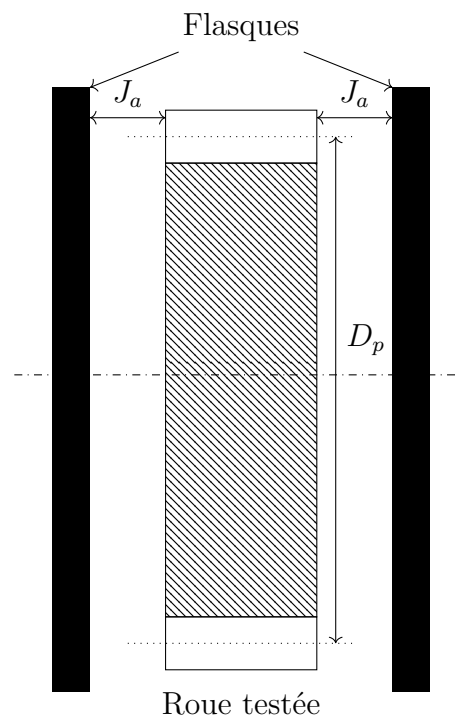


Figure I.13 – Schéma de placement des flasques dans les expériences de Changenet [20] et Neurouth [60]

I.4.3.4 Barbotage d'un couple de roues dentées

Cependant, tous les modèles présentés précédemment n'étudient que le cas d'une roue isolée. Or, des études [17, 47] ont montré que les pertes de puissance par barbotage d'un couple de roues qui engrenent n'étaient pas simplement la somme des pertes de ces deux roues prises indépendamment.

La raison avancée dans la littérature est que cette différence vient de l'apparition du phénomène de piégeage entre les dents qui engrenent.

11. De telles investigations avaient déjà été menées par Diab [25] dans le cas de roues immergées dans l'air. Il avait noté une nette diminution de la perte par ventilation en fonction de l'écartement de la flasque.

I.4.4 Pertes par piégeage

Le phénomène de piégeage est l'aspiration puis l'éjection du fluide (air, mélange air-lubrifiant ou lubrifiant) dans l'espace inter-dent lors de l'engrènement. Ainsi deux phases peuvent être séparées :

- **La phase d'approche de l'engrènement** durant laquelle le fluide est comprimé puis chassé de manière axiale. Une illustration de ce phénomène, tirée de Ariura [5], est donnée Figure I.14.
- **La phase de retrait** au cours de laquelle une détente se produit et aspire de nouveau le fluide dans l'espace inter-dent.

Deux formulations sont disponibles pour calculer spécifiquement ce poste de perte. On notera par ailleurs l'étude de Ariura *et al.* [5]. Cette étude assimile l'engrènement à une plaque venant presser l'huile dans un canal. Les résultats obtenus avec cette approche ne sont pas précis mais donnent un ordre de grandeur acceptable des pertes par piégeage.

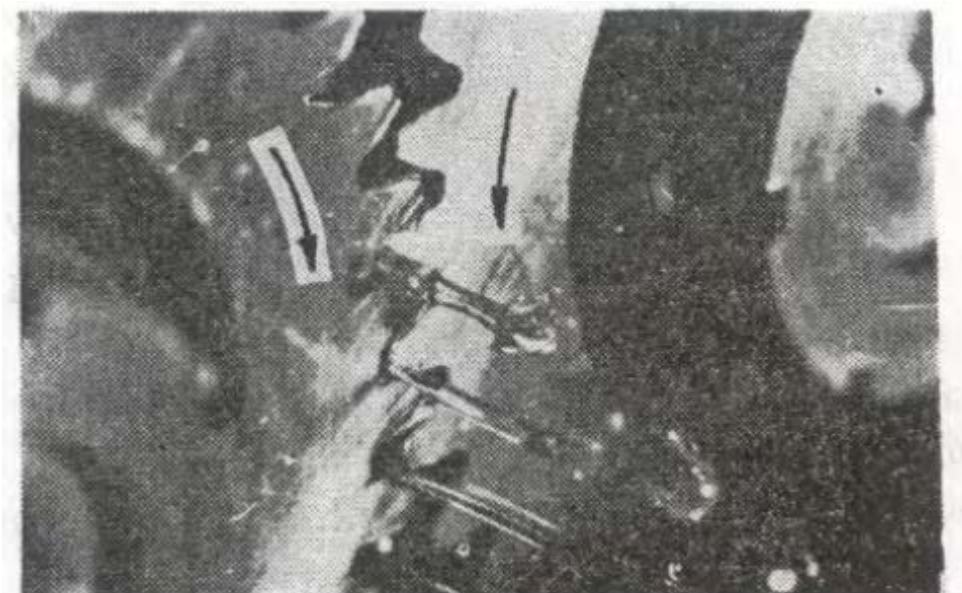


Figure I.14 – Photo du phénomène de piégeage par Ariura [5]

La première formule a été développée par Butsch [14] qui présente deux expressions selon le moment où se fait l'injection de l'huile : avant ou après l'engrènement. Pour cela il pose les valeurs adimensionnées suivantes :

$$v_p^* = \frac{v_p}{100(\text{m/s})} \quad b^* = \frac{b}{0.1(\text{m})} \quad Q_v^* = Q_v \times \frac{600}{1(\text{m}^3/\text{s})} \quad R_{p2}^* = \frac{2 R_{p2}}{a}$$

Avec,

- v_p la vitesse périphérique au primitif du pignon (m/s),
- b la largeur de denture (m),
- Q_v le débit d'huile injectée (m^3/s),
- R_{p2} le rayon primitif de la roue (m),
- a l'entraxe (m).

Si le lubrifiant est injecté à l'engrènement, le couple adimensionné $C = C^* \times 1(\text{N.m})$ s'écrit :

$$C^* = c_1 v_p^* + c_2 \quad (\text{I.33})$$

Avec :

$$c_1 = 18 \left(\frac{Q_v^*}{b^*} \right)^{\frac{0,8}{b^*}} b^{*1,8} R_{p2}^{*1,1} - 12,75 Q_v^* R_{p2}^* \quad (\text{I.34})$$

$$c_2 = 8 \left(\frac{Q_v^*}{b^*} \right)^{0,5} b^{*-0,3} R_{p2}^{*1,1} + 2,32 Q_v^* R_{p2}^* \quad (\text{I.35})$$

Enfin si le lubrifiant est injectée au dégrènement, la formule du couple adimensionné devient :

$$C^* = c_3 + c_4 (v_p^* - 0,6) + c_5 (v_p^2 - 0,6^2) \quad (\text{I.36})$$

Avec :

$$c_3 = 0,5 - (R_{p2}^*)^{-2} \quad (\text{I.37})$$

$$c_4 = 17,2 R_{p2}^{*1,5} - 12,75 \frac{Q_v^*}{b^*} R_{p2}^* \quad (\text{I.38})$$

$$c_5 = -6,3 \frac{R_{p2}^{*1,5}}{1 + \frac{Q_v^*}{b^*}} \quad (\text{I.39})$$

L'auteur précise que si le couple calculé est négatif, celui-ci doit être fixé à 0.

La seconde formule permettant d'estimer les pertes par piégeage a été développée par Mauz [55]. Dans son cas, il précise que le phénomène de piégeage ne peut exister que si l'injection se fait avant l'engrènement. La formulation du couple de perte est donnée dans l'équation (I.40).

$$C = 4,12 \rho R Q_v^{0,75} v_p^{1,25} b^{0,25} m^{0,25} \nu^{0,25} \left(\frac{h_{tooth}}{h_0} \right)^{0,5} \quad (I.40)$$

- R le rayon primitif du pignon (m),
- ρ la masse volumique (kg/m^3),
- Q_v le débit d'injection du fluide inter-dent (m^3/s),
- v_p la vitesse périphérique au primitif (m/s),
- b l'épaisseur du pignon (m),
- m le module (m),
- ν la viscosité du fluide (m^2/s),
- h_{tooth} la hauteur de dents du pignon (m),
- $h_0 = 2.3 m$ (m).

Enfin, Diab [26] a, lui aussi, développé un modèle analytique pour déterminer les pertes par piégeage dans le cas de dentures droites ou hélicoïdales. Ce modèle, plus complexe, se base sur une décomposition du volume inter-dent et une discrétisation en temps de l'évolution du volume d'huile dans cet espace. Ainsi, en appliquant les équations de continuité et le premier principe de la dynamique en système ouvert, il est capable de calculer les vitesses, pressions et températures du fluide piégé et donc les pertes de puissance liées à cette mise en mouvement. Il est intéressant de noter qu'une démarche similaire pour les fluides incompressibles a été menée par Seetharaman [71] mais uniquement dans le cas de dentures droites. Ces deux méthodes sont très efficaces et apportent des résultats concluants. Elles restent cependant lourdes comparées aux formules expérimentales données par Butsch [14] et par Mauz [55].

Reposant sur une grande quantité d'essais, la formulation de Mauz [55] sera utilisée dans la suite.

I.5 Couplage thermomécanique des transmissions par engrenages

Un autre aspect intéressant est le comportement thermique des réducteurs par engrenages. Jusqu'ici, il a été uniquement question des pertes dues à différents phénomènes (du roulement jusqu'au brassage de l'huile en passant par le frottement des dentures). Cependant ces pertes se traduisent la plupart du temps par une production de chaleur. Cette chaleur générée est confinée dans le réducteur et est absorbée par les éléments du réducteur : l'huile par exemple va absorber des calories en chauffant, tout comme les composants du réducteur (les roues dentées, le carter...). Cependant, l'huile présentera des caractéristiques physiques différentes (viscosité, masse volumique et chaleur massique) et ainsi influera sur la valeur des pertes, donc sur la production de chaleur et ainsi de suite. Cet exemple met en évidence le couplage thermomécanique qui est présent au sein d'un réducteur.

Un exemple de prise en compte de couplage thermomécanique peut être relevé dans les travaux de Seabra *et al.* portant sur l'étude d'une machine FZG [51–54]. L'étude du comportement thermique de leur banc d'essais et sa dissipation d'énergie leur permet de remonter à la valeur du coefficient de frottement au niveau du contact des dentures. La méthode est basée sur l'équilibre thermique du banc d'essais. Une fois un régime stabilisée

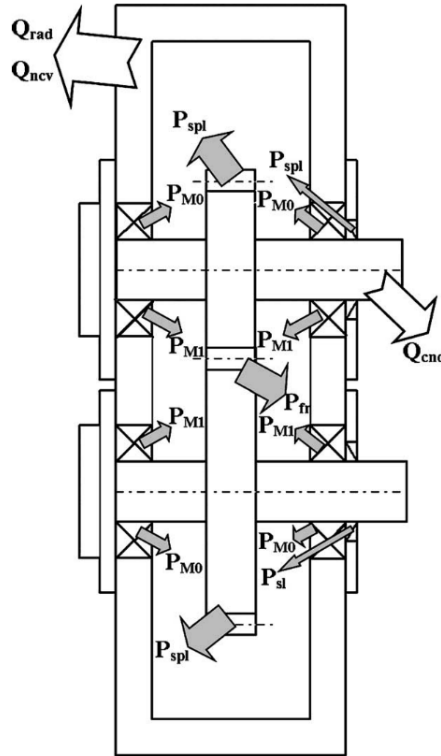


Figure I.15 – Schéma du boîtier FZG et des différentes sources de pertes et de dissipation de chaleur

atteint ¹², la chaleur dissipée par le banc égale exactement les pertes mécaniques générées par celui-ci. A cet instant, les auteurs supposent donc que le banc est un bloc isotherme à la température du bain d’huile. Il est alors possible d’écrire l’égalité entre les pertes de puissance au sein du banc et la chaleur dissipée vers l’environnement extérieur (I.41), schématisée sur la Figure I.15.

$$P_{fr} + P_{M_0} + P_{M_1} + P_{spl} + P_{sl} = Q_{rad} + Q_{ncv} + Q_{cnd} \quad (I.41)$$

Avec,

- P_{fr} , les pertes par frottement aux dentures (W),
- P_{M_0} , les pertes hydrodynamiques au sein des roulements (W),
- P_{M_1} , les pertes dues à la charge au sein des roulements (W),
- P_{spl} , les pertes par barbotage (W),
- P_{sl} , les pertes aux joints (W),
- Q_{rad} , la chaleur dissipée par rayonnement (W),
- Q_{ncv} , la chaleur évacuée par convection (W),
- Q_{cnd} , la chaleur évacuée par conduction (W).

Dans cette équation, les trois échanges de chaleur sont calculés à partir de formules classiques de thermique en considérant la température du banc comme étant celle de stabilisation du bain d’huile. Les pertes dans les roulements, par barbotage et dans les joints sont calculées à partir de formules de la littérature, présentées plus tôt dans le chapitre. La

¹². On entend ici que les températures du bain d’huile et de tous les éléments ont atteint une température constante.

seule inconnue restante est la perte par frottement aux dentures et, par méthode inverse, il est alors possible de remonter à la valeur du coefficient de frottement.

Changenet *et al.* ont aussi effectuée des études thermomécaniques sur une boîte de vitesses automobile [16, 18]. L'approche diffère de celle de Seabra dans le fait qu'il ne considère pas l'ensemble du système comme isotherme. La méthode utilisée est celle des "réseaux thermiques" et se base sur une analogie avec les réseaux électriques. Le système est décomposé en un ensemble de nœuds isothermes qui échangent entre eux au travers de résistances thermiques. Ces résistances thermiques sont caractéristiques de l'échange de chaleur mis en jeu (conduction, convection ou rayonnement). Les intérêts de cette méthode sont multiples :

- Seuls les nœuds sont considérés comme des ensembles isothermes, ce qui permet, par exemple, de modéliser des gradients de température au sein de la transmission.
- Les nœuds représentent des composants (un arbre, la bague d'un roulement, le bain d'huile etc.). Ces composants sont modélisés comme des formes simples (cylindres, plaques...) et les échanges entre les différents nœuds sont alors des échanges bien documentés dans la littérature (échange de chaleur au travers d'un cylindre, le long d'une plaque verticale/horizontale...).

Une explication en détail de cette méthode sera faite dans le chapitre III. Changenet [18] montre, en utilisant cette méthode, que le couplage entre perte de puissance et phénomènes thermiques permet de calculer des rendements de transmissions beaucoup plus proches de ceux mesurés que lorsque l'on utilise une approche isotherme. Une illustration de ce phénomène, tiré de [18], est donnée Figure I.16.

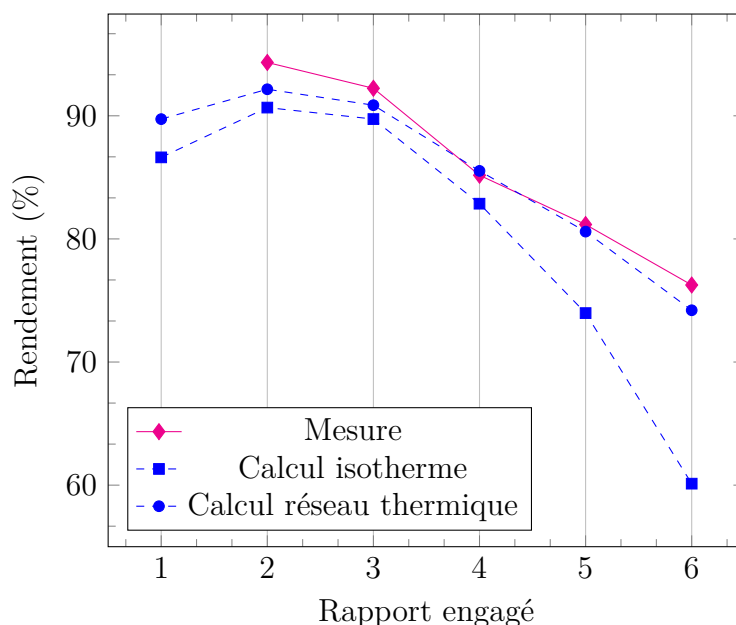


Figure I.16 – Comparaison des calculs isothermes et avec la méthode des réseaux thermiques pour une boîte de vitesses de 6 rapports chargée à 30 N.m, à une température 40 °C et à une vitesse de 5000 tr/min

Cette méthode des réseaux thermiques a été utilisée à de nombreuses reprises et pour des applications diverses. En restant dans les applications sur des réducteurs, il est intéres-

sant de noter que des simulations thermiques ont été menées par Durand de Gevigney [28] sur un banc FZG. Celles-ci ont permis d'estimer précisément le comportement thermique de la transmission en fonction des conditions opératoires et donc des pertes de puissance dissipées dans la transmission. Il a d'ailleurs été montré que la température de masse du pignon pouvait localement présenter une température supérieure à celle du bain d'huile. Il est à noter que cela avait déjà été observé par Höhn *et al.* [36]. Ce résultat traduit de nouveau que des échauffements locaux peuvent avoir lieu au sein d'une transmission, chose qui ne pourra jamais être simulée par une approche isotherme. Cela montre encore une fois le lien étroit entre le comportement thermique d'une transmission et la puissance qu'elle dissipe.

Partant de l'observation que la thermique d'un réducteur et que ses pertes de puissance étaient intimement liées, naît alors une méthodologie pour analyser la répartition des pertes de puissance dans un mécanisme. Au delà de la valeur de perte totale, la distribution de cette valeur au sein des différentes sources de pertes (barbotage, roulements, frottement aux dentures...) conditionne la réponse thermique de l'ensemble du système. Ainsi, en associant des mesures de température et une mesure globale de la perte de puissance, il est possible d'estimer la distribution des pertes de puissance vis-à-vis de la perte totale mesurée. Cette méthode a été appliquée notamment par Pouly *et al.* [66] au sein d'un roulement à billes à haute vitesse. Ainsi, grâce à la décomposition des sources de pertes et leur distribution, les auteurs arrivent à montrer que la prise en compte des pertes dues à la traînée aérodynamique était nécessaire pour simuler correctement le comportement thermique à haute vitesse des roulements à billes. De la même façon, Niel [61] a aussi modéliser thermiquement un roulement à billes à très haute vitesse, notamment grâce à la conception d'un banc d'essais innovant.

En ce qui concerne les trains épicycloïdaux, la seule étude thermique poussée est celle de Durand de Gevigney [29] menée sur le banc ECAM dans le cas d'un réducteur lubrifié par injection. En revanche, aucune étude n'est disponible dans le cas d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage.

I.6 Conclusion

Ce chapitre propose une étude bibliographique portant sur l'étude des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages.

Dans un premier temps, il a été choisi de présenter les études portant spécifiquement sur les trains épicycloïdaux et sur leur rendement. Il est ressorti de cette revue que la totalité de la littérature traite des pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux lubrifiés par injection. Il a été noté qu'il était possible de distinguer deux types de pertes de puissance : les pertes indépendantes de la charge et les pertes dépendantes de la charge.

Plusieurs études marquantes ont été présentées : les études de Kahraman et Seetharaman [41, 70–72], d'Anderson et Loewenthal [2–4] et celle de Durand de Gevigney [28]. Plusieurs sources de pertes indépendantes de la charge sont ainsi listées et quantifiées en terme de contribution par rapport à la perte totale. Des modèles de prédiction de certains de ces postes de pertes ont été présentés :

- Les pertes par accélération du jet d'huile,
- Les pertes par ventilation,
- Les pertes par traînée des éléments tournants,
- Les pertes par piégeage,

- Les pertes due à la présence de lubrifiant dans les roulements,
- Les pertes aux joints.

A ces différentes sources de pertes indépendantes de la charge s'ajoutent les pertes dépendantes de la charge. Les études portant sur ce type de pertes de puissance ont été abordées dans ce chapitre. Il en ressort qu'une vaste majorité des auteurs présente des modèles de prédiction de la perte par frottement aux dentures en prenant une vaste étendue de paramètres depuis les conditions opératoires jusqu'à l'état de surface de la dent en passant par la géométrie de celle-ci. On retiendra les études de Vexel [79], qui propose un modèle prenant en compte les corrections de dentures, et de Durand de Gevigney [30], qui adapte les formules de Vexel à un contact de dentures intérieures. Il ressort cependant que le coefficient de frottement f reste un paramètre crucial pour estimer finement les pertes dans les dentures d'engrenages. De plus, ces pertes sont une source de pertes de puissance non négligeable dans la totalité d'un train épicycloïdal. En ce qui concerne l'estimation de f , la méthode la plus précise semble être celle de Diab [26] en se basant sur une série d'essais bien choisis.

Seulement il est important de noter que la littérature ne présente aucun modèle de pertes de puissance par barbotage.

Si l'on s'intéresse cependant aux autres transmissions par engrenages (cylindriques ou coniques), de nombreuses études peuvent être prises comme base pour le développement d'un modèle de prédiction d'un train planétaire. La méthode utilisée dans un grand nombre d'entre elles est celle de l'analyse dimensionnelle sur des bancs d'essais modulaires pour isoler les différentes sources de pertes par des méthodes de soustraction. C'est notamment la méthode utilisée par Boness [11] et Changenet [40] dans le cas de trains cylindriques, et par Jeon [40], Laruelle [44] et Quiban [67]. Il ressort de ces études plusieurs facteurs influents :

- Les effets visqueux et inertiels ont un impact fort sur le couple de traînée des éléments tournants dans l'huile. Il a d'ailleurs été montré par Changenet [17] et Luke [47] que les effets visqueux ont été surestimés grandement par Boness [11].
- La déformation du bain d'huile joue un rôle prépondérant dans l'évolution de la perte par traînée en fonction des conditions opératoires. Ce phénomène a été d'abord relevé par Boness [11] sur des trains cylindriques puis par Changenet [17], mais aussi par Jeon [40], Laruelle [44] et Quiban [67] dans le cas de dentures coniques. Une première observation d'un phénomène similaire a été montré par Boni [12] et sera développé dans le chapitre suivant.
- La forme du carter présente aussi un impact non négligeable sur les pertes par traînée notamment en interaction avec le phénomène de déformation du bain d'huile. Un tel impact a été quantifié par Changenet [20] puis Neurouth [59].

Enfin, dans une dernière partie, les études thermiques sur les transmissions mécaniques ont été abordées. Il a notamment été montré l'intérêt d'une telle méthode pour décomposer les différentes contributions de chaque source de pertes mécaniques en menant une analyse thermomécanique de la transmission. La méthode des réseaux thermiques a prouvé son efficacité sur de nombreuses applications, comme dans le cas de Changenet [16, 18], de Pouly [66], de Niel [61] et de Durand de Gevigney [29], lui dans le cas d'un train épicycloïdal.

Ainsi, il a été montré dans ce chapitre que de nombreuses sources de pertes sont présentes dans les transmissions mécaniques. Ces pertes de puissance sont plus ou moins bien connues selon le mode de lubrification envisagé et selon le type de transmission utilisé. Ces sources de pertes mécaniques sont par ailleurs des actrices actives de la réponse thermique de la transmission mécanique, en produisant notamment de la chaleur qui sera ensuite redistribuée dans l'ensemble du système. Comme évoqué plus tôt, les trains épicycloïdaux lubrifiés par barbotage sont utilisés sur des applications souvent fortement chargées et où la maintenance est difficile. La présence d'une quantité d'huile souvent importante et d'une forte charge pousse à prédire un fort échauffement de ces transmissions.

Dans le cadre de cette problématique, il est donc important de connaître finement les pertes par traînée qui ont lieu dans ces trains, pertes qui n'ont jamais été traitées dans la littérature sur ce type de transmissions. Une étude étendue de cette perte de puissance sera présentée dans le chapitre suivant.

Il est aussi important de donner une première approche de la simulation thermique d'un tel train d'engrenages. Une telle simulation sera donnée dans les chapitres III et IV.

CHAPITRE II

INVESTIGATION EXPÉRIMENTALE DU BARBOTAGE

II.1	Introduction	34
II.2	Protocole expérimental	34
II.3	Modèle de perte par barbotage	48
II.4	Résultats des modèles de pertes par barbotage	61
II.5	Conclusion	64

II.1 Introduction

Le chapitre I a montré qu'un certain nombre de modèles existaient pour prédire différentes sources de pertes. En revanche, au sein des trains épicycloïdaux, le phénomène de barbotage est peu connu et mérite une investigation particulière. Cette investigation se base sur des travaux similaires, réalisés dans le cadre d'applications à engranges cylindres ou coniques/spiro-coniques Il a été démontré l'intérêt de pouvoir prédire précisément les différentes sources de pertes de puissance, à cause, notamment, de la création de chaleur qu'elles impliquent. Ainsi, dans le but de modéliser thermiquement fidèlement un réducteur épicycloïdal industriel, il est nécessaire d'établir un modèle robuste de prédiction de la perte par barbotage dans un train épicycloïdal.

Dans cette partie, une étude expérimentale a été menée pour développer un tel modèle. Dans un premier temps, le protocole expérimental sera présenté avec une description du moyen d'essais utilisé et des méthodologies retenues pour mener les essais. Dans un deuxième temps, le développement des différents modèles de prédiction est expliqué en détail avec une première comparaison vis-à-vis des essais sur le moyen expérimental. Dans un troisième temps, une comparaison plus poussée des modèles vis-à-vis des essais est faite avec notamment une focalisation sur les différents aspects influant sur la perte de puissance par barbotage.

II.2 Protocole expérimental

Pour mener cette campagne expérimentale, un banc d'essais spécifique a été utilisé. Celui-ci est non chargé de manière à n'étudier que les pertes de puissances indépendantes de la charge. Dans un premier temps, l'étude expérimentale a porté sur des mesures quantitatives de la perte par barbotage pour mesurer les contributions des différents éléments tournants à la perte par traînée. Dans un second temps, une étude plus qualitative de la déformation du bain d'huile a été menée afin de pouvoir conclure sur son influence.

II.2.1 Banc d'essais ECAM Lyon

II.2.1.1 Fonctionnement du banc

Pour étudier expérimentalement le phénomène de barbotage, un banc d'essais est utilisé au sein de l'ECAM Lyon. Une photo de ce banc et un schéma sont présentés Figure II.1 et II.2. Ce banc est issu d'un travail similaire sur le même réducteur avec une lubrification par injection [29].

Ce banc est composé d'un moteur électrique qui entraîne l'arbre de transmission via une courroie. La puissance du moteur électrique est de 1.5 kW, il peut fournir un couple de 5 Nm à une vitesse de rotation de 2865 tr/min. L'arbre de transmission est relié à la transmission (ici en multiplicateur) par un accouplement à soufflet. L'entrée se fait sur le porte-satellite et la sortie sur le solaire (couronne fixe), la vitesse de rotation maximale atteinte en entrée est de 2000 tr/min dans le cadre de cette étude.

Les pertes par barbotage sont mesurées par un couplemètre à jauges de contrainte. Le modèle utilisé fonctionne sur deux plages de mesure : 0 - 2 Nm ou 0 - 20 Nm. Sa précision est de 0.1% de la pleine échelle. Un compte-tour est intégré directement au capteur pour mesurer précisément la vitesse de rotation de l'arbre. Des thermocouples de type K

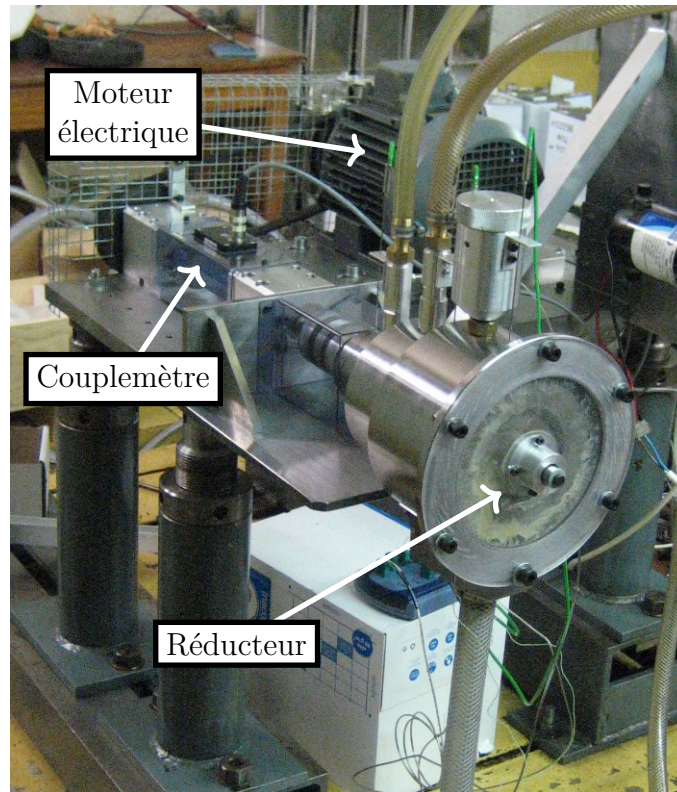


Figure II.1 – Photo annotée du banc d’essais ECAM

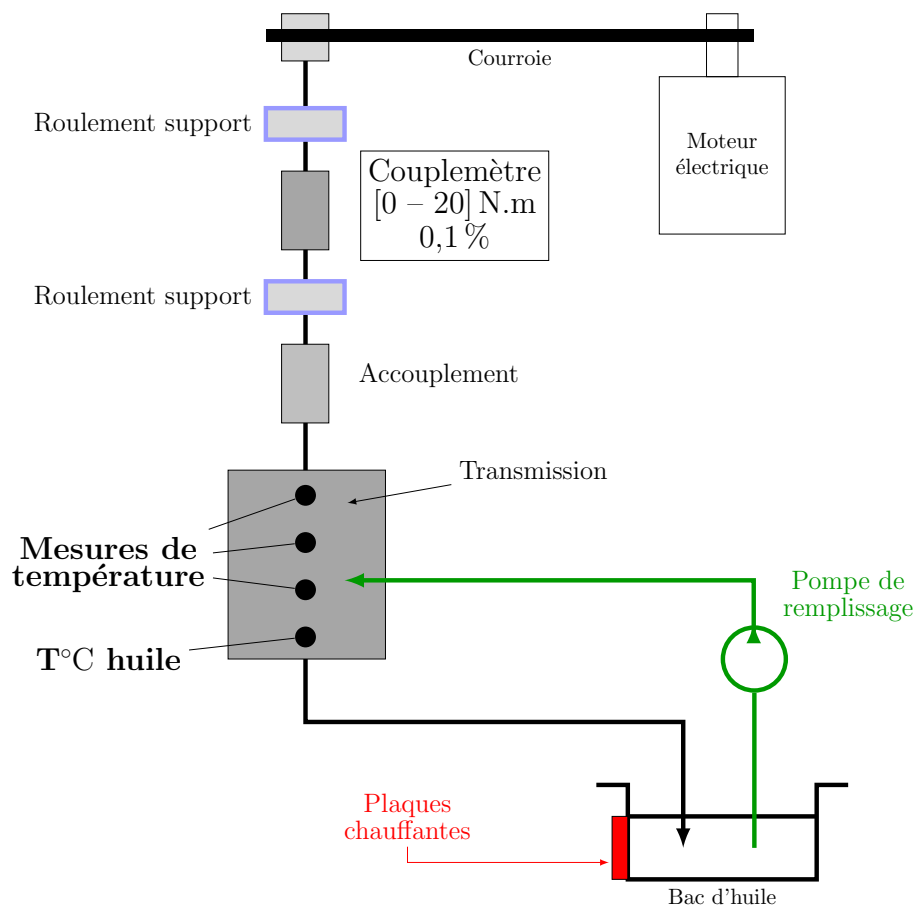


Figure II.2 – Schéma du banc d’essais ECAM

sont placés sur plusieurs éléments (par exemple, les bagues extérieures du roulement, la couronne, le bain d'huile...) et sont utilisés pour caractériser le comportement thermique du système. Le placement précis de ces capteurs est rapporté Figure II.3.

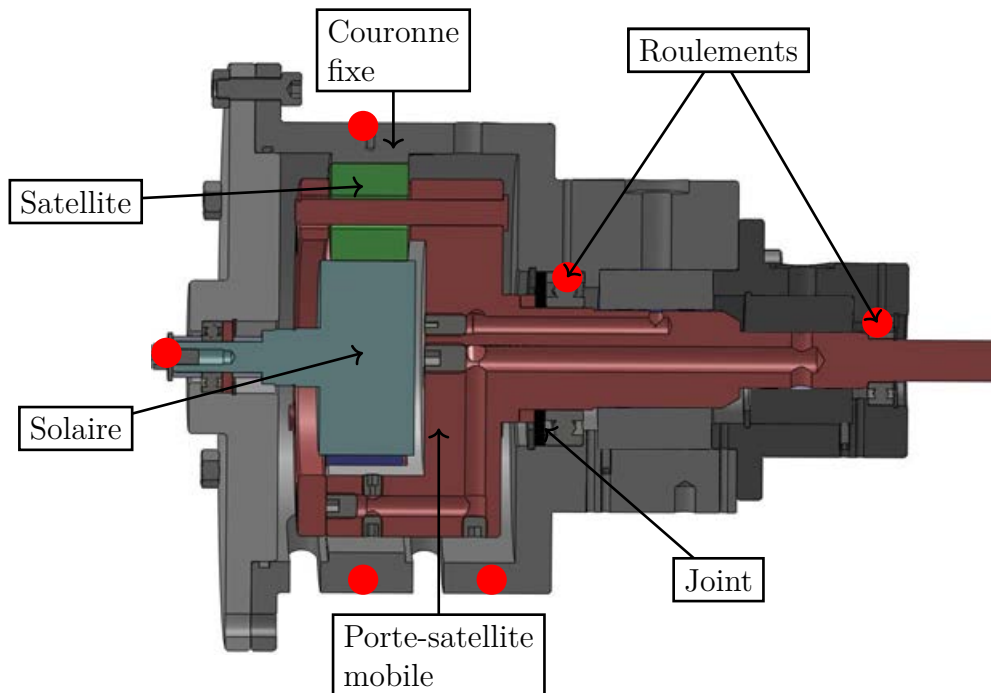


Figure II.3 – Coupe transversale du réducteur (les thermocouples sont représentés par des points rouges)

Une coupe du réducteur est aussi disponible Figure II.3. Cette figure montre que l'arbre de transmission est monté sur deux roulements. Un joint labyrinthe est aussi utilisé pour étanchéifier. De plus les satellites sont eux aussi montés sur des roulements à aiguilles. Les caractéristiques géométriques du réducteur épicycloïdal sont présentées dans le Tableau II.1.

La lubrification par barbotage se fait par un système de pompage permettant de remplir le réducteur jusqu'au volume désiré. L'huile est chauffée dans un bain de 30L, à part, grâce à des plaques chauffantes autour de l'enceinte. Différentes huiles ont été utilisées durant les différentes campagnes d'essais, leurs caractéristiques physiques sont rapportées dans le Tableau II.2.

	Solaire	Satellites	Couronne
Nombre de dents	54	27	108
Module (mm)	1,4		
Largeur de denture (mm)	37	30	32
Angle de pression (°)	20		
Angle d'hélice (°)	0		
Nombre de satellites	3		

Tableau II.1 – Caractéristiques géométriques du train planétaire

Le réducteur présenté dans la Figure II.3 a été modifié pour pouvoir être modulaire : les satellites, le solaire et le porte-satellite peuvent être facilement retirés comme sur la

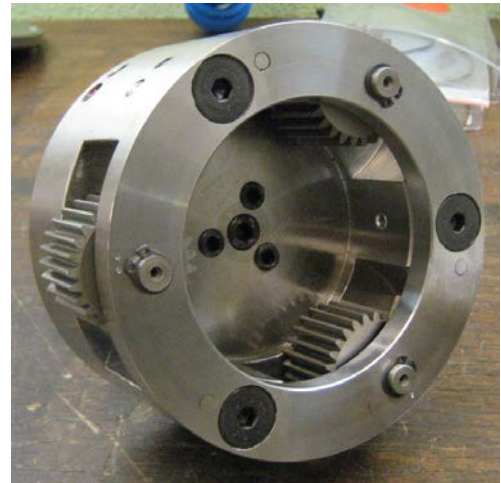
	Viscosité cinématique à 40 °C (cSt)	Viscosité cinématique à 100 °C (cSt)	Densité
Huile n°1	88	7	0,840
Huile n°2	200	18	0,920
Huile n°3	115	14	0,901

Tableau II.2 – Caractéristiques physiques des huiles utilisées

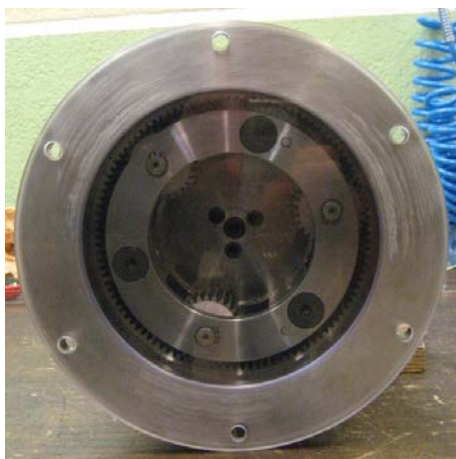
photo Figure II.4b. Différentes vues de ces configurations ainsi que des photos des éléments isolés sont disponibles sur la Figure II.4. Les satellites peuvent ainsi être remplacés par des cylindres lisses d'un diamètre égal au diamètre primitif des satellites. Ces cylindres sont présents sur la Figure II.4a. De plus une plaque de polycarbonate incolore vient remplacer la face avant pour pouvoir observer l'intérieur du réducteur au cours d'un essai. Une photo du montage sans solaire avec la plaque transparente est montrée Figure II.4c. Le réducteur complet est montré sur la Figure II.4d.



(a) Cylindres de remplacement des satellites



(b) Porte-satellite monté avec ses satellites



(c) Montage sans solaire



(d) Réducteur complet avec plaque de polycarbonate incolore

Figure II.4 – Différentes configurations et éléments du réducteur

II.2.1.2 Mesures et répétabilité

Le banc d'essais a été testé pour analyser la répétabilité et la fiabilité des mesures. Pour plus de clarté, seuls quelques exemples de mesures sont rapportés sur le Tableau II.3. Par ailleurs, l'imprécision de la chaîne de mesure tient au traitement du signal analogique en sortie du capteur de couple : elle est estimée, par traitement du signal, à moins de 1 % du couple mesuré. La répétabilité a été jugée satisfaisante et est vérifiée à chaque essai pour valider la mesure.

Conditions	système complet, 1000 tr/min, niveau 0 mm, huile 1 (50 °C)	système complet, 1000 tr/min, niveau 0 mm, huile 2 (50 °C)	système sans solaire, 1000 tr/min, niveau 0 mm, huile 3 (80 °C)
Mesure 1 (W)	628,3	875,4	736,7
Mesure 2 (W)	607,4	844,4	727,8
Erreur relative	3,3 %	3,5 %	1,2 %

Tableau II.3 – Tableau de trois exemples de mesures

II.2.1.3 Hypothèse de soustraction des pertes

Pour isoler les pertes par barbotage des autres postes de pertes (pertes des roulements, pertes du joint...), une méthode par soustraction est utilisée. Ainsi, on soustrait à la perte globale mesurée la perte du même essai sans huile pour en déduire les pertes par barbotage.

Pour que cette hypothèse soit acceptable, il est nécessaire que les pertes des éléments que l'on soustrait soient, ou les mêmes avec et sans huile, ou ne soient pas prépondérantes devant les pertes par traînée. Ici, les seuls éléments qui pourraient poser problème sont les douilles des satellites.

En effet, les douilles à aiguilles, comme celles utilisées sur le réducteur, sont très sensibles au lubrifiant utilisé et sa quantité. Ce phénomène a été rapporté par Harris [34] notamment. Pour s'assurer que les pertes dans les douilles ne soient pas problématiques, une investigation particulière a été menée. Le but de cette investigation est de montrer que les pertes des douilles ne sont pas prépondérantes dans les pertes mesurées même à faible immersion (niveau où les pertes par traînée sont les plus faibles).

Le principe de l'essai est le suivant :

1. Un essai avec le système sans solaire (porte-satellite et satellites montés) et de faibles immersions est lancé en faisant varier la vitesse d'entrée,
2. A l'issue de cet essai, le réducteur est vidé de son huile et une mesure des pertes aux mêmes vitesses d'entrée est réalisée.
3. Ces essais sont répétés pour plusieurs températures de bain d'huile.

Le résultat de cette investigation est donné sur la Figure II.5. Pour évaluer si la perte dans les douilles est prépondérante, il suffit de comparer l'évolution de la perte mesurée dans le cas où le réducteur est vide et quand il est rempli à un niveau de -30 mm (cf. section II.2.2.1 pour la définition du niveau statique). Harris [34] donne une évolution de la perte dans les douilles de la forme :

$$P_{\text{douille}} \propto \nu^{2/3} \quad (\text{II.1})$$

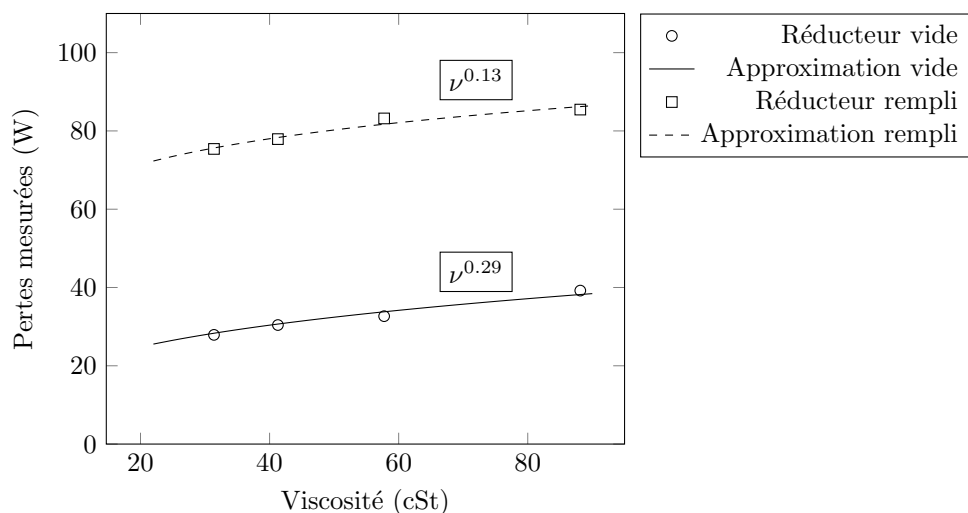


Figure II.5 – Investigation expérimentale de la perte dans les douilles à aiguilles

Alors, si l'évolution est de la forme $P_{douille} = A \nu^{2/3}$, les pertes dans les douilles sont prépondérantes et l'hypothèse de soustraction n'est pas acceptable.

L'évolution mesurée est de la forme $P_{douille} = A \nu^{0.13}$ bien loin de la forme donnée précédemment. Par ailleurs, on peut déjà anticiper que cette évolution est plus proche de la traînée des satellites (donnée dans l'équation (II.23)). Ainsi l'hypothèse de soustraire les pertes à vide des douilles de la perte globale est acceptable et altère peu la qualité de la mesure.

II.2.2 Observations expérimentales

II.2.2.1 Protocole d'essais

Pour pouvoir mesurer les pertes de puissance par barbotage au sein du réducteur, le protocole suivant est utilisé :

1. Le réducteur est monté en fonction du type d'essais choisi (avec/sans solaire, avec/sans satellites...) et l'huile est chauffée au sein de l'enceinte chauffante à la température choisie,
2. L'huile est introduite dans le réducteur par le système de pompe,
3. L'essai démarre à la vitesse choisie et le couple ainsi que la vitesse sont enregistrés,
4. Le réducteur est vidé et un essai sans huile démarre dans les mêmes conditions que l'essai précédent.

Par la suite, la définition du volume d'huile se fait de manière statique et est faite en fonction de la position du bain par rapport à l'axe de l'arbre du solaire, comme montré Figure II.6. Ainsi, un niveau de 0 mm correspond à un réducteur rempli à moitié d'huile.

II.2.2.2 Inventaire des pertes mesurées

Pour établir un modèle basé sur le protocole d'essais présenté dans la section II.2.2.1, il est nécessaire de lister les pertes mesurées sur le banc ECAM. Comme les dentures ne sont pas chargées, on ne considère ici que les pertes indépendantes de la charge :

- Les pertes par traînée du porte-satellite $F_{PS}^{traînee}$,

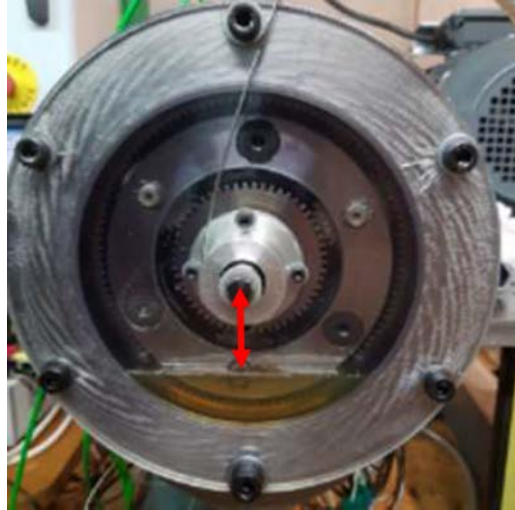


Figure II.6 – Définition du niveau du bain d’huile statique (flèche rouge)

- Les pertes par traînée des satellites $P_{sat}^{traînee}$,
- Les pertes par traînée du solaire $P_{sol}^{traînee}$,
- Les pertes par piégeage du contact satellite/solaire $P_{sat/sol}^{pieg}$,
- Les pertes par piégeage du contact couronne/satellite $P_{cour/sat}^{pieg}$,
- Les pertes visqueuses dans les roulements P_{rlmt} ,
- Les pertes du joint P_{joint} .

Ainsi l’expression d’une mesure avec le système complet peut se résumer par l’équation (II.2).

$$P_{mesuree} = n P_{sat}^{traînee} + P_{PS}^{traînee} + P_{sol}^{traînee} + n \left(P_{sat/sol}^{pieg} + P_{cour/sat}^{pieg} \right) + P_{rlmt} + P_{joint} \quad (II.2)$$

Avec n , le nombre de satellites.

Pour soustraire les pertes des roulements et des joints il suffit de faire une mesure sans huile de la même configuration (eq.(II.3)). La mesure se résume alors à l’équation (II.4).

$$P_{mesuree}^{vide} = P_{rlmt} + P_{joint} \quad (II.3)$$

$$P_{mesuree} - P_{mesuree}^{vide} = n P_{sat}^{traînee} + P_{PS}^{traînee} + P_{sol}^{traînee} + n \left(P_{sat/sol}^{pieg} + P_{cour/sat}^{pieg} \right) \quad (II.4)$$

II.2.2.3 Analyse des contributions des éléments tournants

Une première investigation a été de quantifier l’apport aux pertes par traînée de chacun des éléments baignant dans l’huile, ce travail a été présenté dans [12]. Pour ce faire, différentes configurations ont été testées :

- Une configuration sans solaire avec 3 cylindres montés sur le porte-satellite : cela permet de rendre compte de la perte du porte-satellite,
- Une configuration sans solaire avec 2 puis 1 puis 0 cylindres et 1 puis 2 puis 3 satellites montés sur le porte-satellite : cela permet de tester si chaque satellite contribue de la même façon à la perte par traînée,

- Une configuration complète avec le solaire.

Ces essais ont été menés avec l’huile 1 avec un niveau de 0 mm et sont présentés sur la Figure II.7. Celle-ci représente la perte par barbotage en fonction de la vitesse d’entrée.

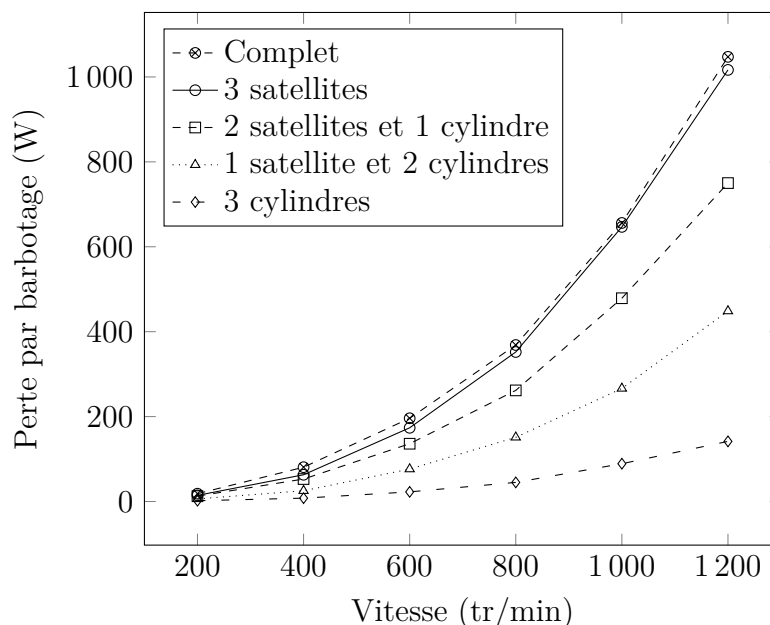


Figure II.7 – Perte par barbotage selon la configuration en fonction de la vitesse d’entrée

Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ces essais :

- Les satellites participent en grande partie à la perte par barbotage : les pertes sont plus que doublées lorsque l’on ajoute un satellite au porte-satellite.
- Les trois satellites participent de manière égale à la perte par traînée : à l’ajout d’un satellite, la perte est augmentée systématiquement de la même manière (entre 170 et 200 W de perte supplémentaire à 1000 tr/min par exemple).
- Le solaire peut influencer sur la perte totale, cela semble dû au niveau d’huile choisi.

II.2.2.4 Analyse des flux d’huile

Comme évoqué plus tôt, les pertes par barbotage sont liées directement aux flux de lubrifiant autour des éléments tournants du réducteur. Cette section présente une analyse de la distribution d’huile sur le réducteur du banc ECAM et est présentée, aussi, dans [12].

Tout d’abord, une première observation du flux généré par le porte-satellite seul en rotation a été menée. La Figure II.8 montre la distribution alors observée autour du porte-satellite pour une vitesse de ce dernier de 400 tr/min, une température d’huile de 30 °C et pour un niveau de remplissage d’huile de 0 mm. Par effets centrifuges, l’huile est éjectée en périphérie du porte-satellite au niveau de la couronne et un anneau d’huile est ainsi créé.

Un résultat similaire peut être observé lorsque les satellites sont montés sur le porte-satellite : l’huile est toujours plaquée en périphérie à cause des effets centrifuges. On peut par ailleurs remarquer le phénomène de piégeage entre les dentures des satellites et de la couronne. La forme globale de ce flux est montrée Figure II.9 : les jets d’huile produits par les espaces inter-dentures sont précisés par un cercle blanc sur la photo. La configuration



Figure II.8 – Flux d’huile autour du porte-satellite. L’anneau d’huile est créé en périphérie à cause des effets centrifuges

présentée sur la Figure II.9 est un montage sans solaire tournant à 400 tr/min avec une température d’huile de 30 °C et un niveau d’huile statique de –38 mm.

Ainsi, une hypothèse simplificatrice a été développée : un anneau d’huile se forme par les effets centrifuges du porte-satellite et ainsi la majeure partie du bain d’huile se retrouve dans cet anneau. Un schéma de simplification est présenté Figure II.10. Cependant la formation de cet anneau dépend grandement de plusieurs paramètres : la vitesse de rotation du porte-satellite, sa géométrie, le volume d’huile présent dans le réducteur et sa viscosité. Ainsi, deux critères doivent être développés indépendamment : un critère sur le volume d’huile et un critère combinant la vitesse de rotation, la géométrie du porte-satellite et la viscosité de l’huile.

L’hypothèse d’anneau est aussi renforcée par les mesures de pertes sur le banc ECAM. Sur la Figure II.11a, la perte est tracée en fonction de l’épaisseur d’anneau d’huile si celui-ci existe. Trois zones semblent se former et sont représentées sur la Figure II.11b :

1. Lorsque l’anneau est fin, seule la partie inférieure des satellites est immergée. Ainsi deux pertes sont présentes : la traînée des satellites et le piégeage entre la couronne et les satellites.

$$P_{mesuree} = n \left(P_{satinf}^{traînee} + P_{cour/sat}^{pieg} \right)$$

2. Dans la deuxième zone, le porte-satellite est immergé. S’ajoute alors à la perte précédente, la perte par traînée du porte-satellite.

$$P_{mesuree} = n \left(P_{sat}^{traînee} + P_{cour/sat}^{pieg} \right) + P_{PS}^{traînee}$$

3. Enfin la partie supérieure des satellites est immergée dans l’anneau et la perte par traînée des satellites est augmentée. Le piégeage aussi s’ajoute à la perte totale.

$$P_{mesuree} = n \left(P_{sat}^{traînee} + P_{cour/sat}^{pieg} + P_{sat/sol}^{pieg} \right) + P_{PS}^{traînee}$$



Figure II.9 – Flux d’huile quand les satellites sont montés. Le piégeage est montré par un cercle blanc

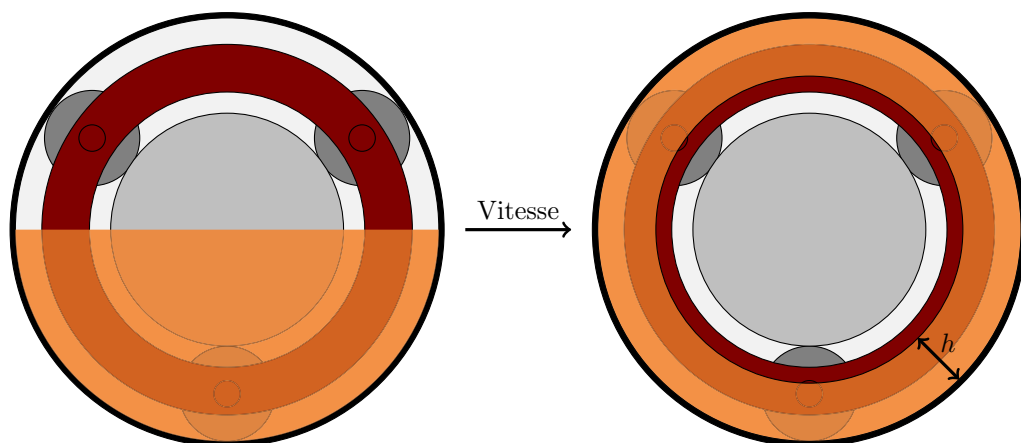
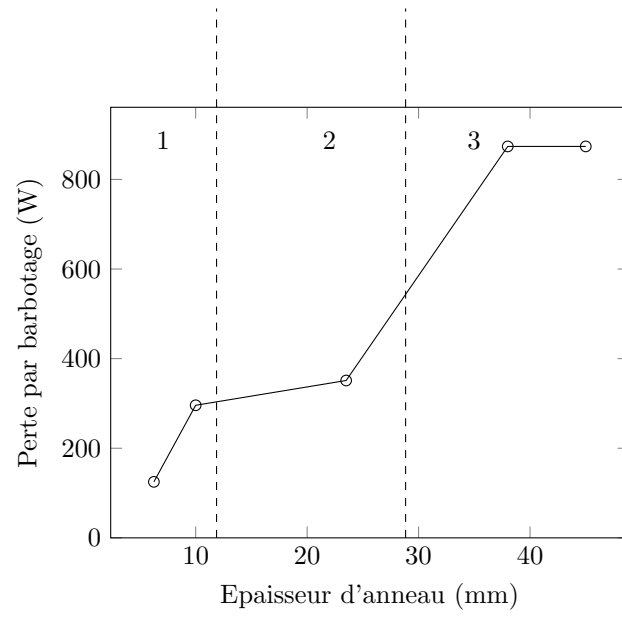
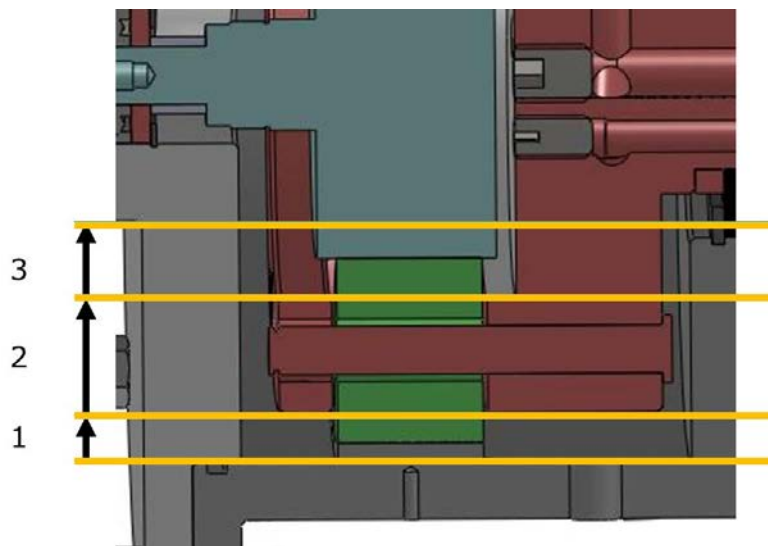


Figure II.10 – Schéma de l’hypothèse d’anneau d’huile



(a) Evolution de la perte par barbotage selon l'épaisseur de l'anneau d'huile



(b) Schéma représentant les zones d'immersion

Figure II.11 – Mise en évidence des zones d'immersion

II.2.3 Critère de formation de l'anneau d'huile

II.2.3.1 Critère du volume critique

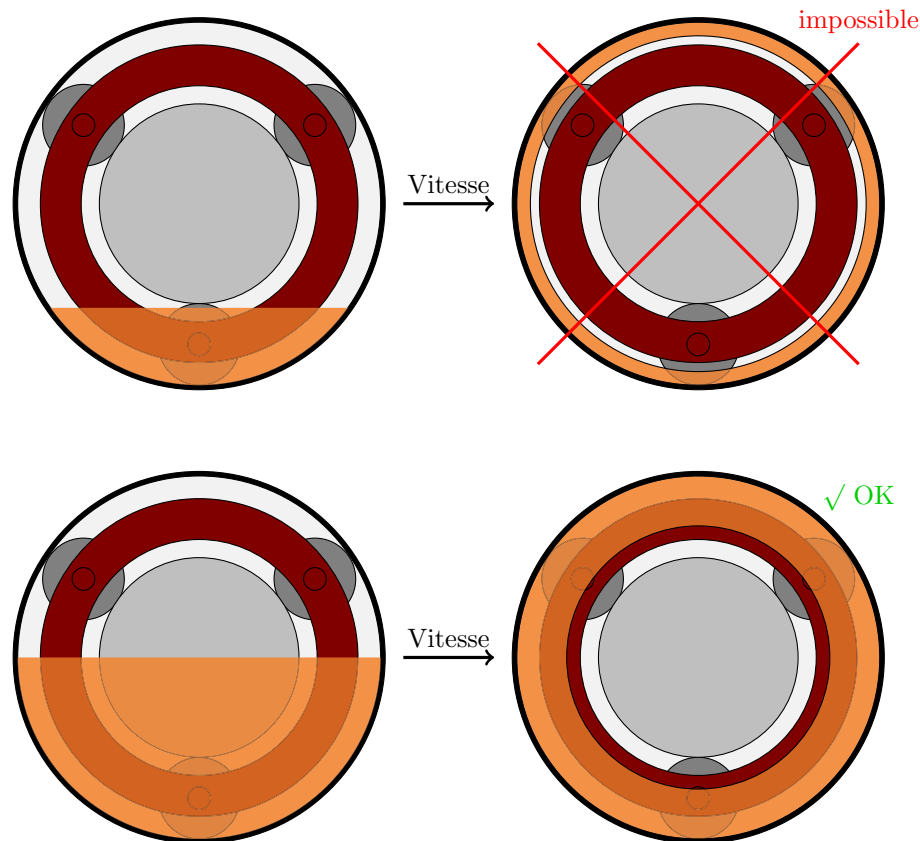


Figure II.12 – Schéma de principe du critère de volume critique

Ici, ce critère se concentre sur le fait qu'un volume d'huile suffisant est nécessaire quels que soient les autres critères (vitesse, géométrie et viscosité). Ainsi, l'hypothèse du volume critique se traduit par : un volume d'huile tel que si l'anneau d'huile existait, il serait au moins en contact avec la périphérie du porte-satellite. Pour vérifier cette hypothèse, deux méthodes sont possibles pour déterminer le volume d'huile critique : une méthode numérique par CAO ou bien une méthode analytique simplifiée ne prenant en compte que des géométries simplifiées.

- La méthode par CAO est plus précise mais demande d'avoir la géométrie complète du réducteur digitalisée.
- La méthode analytique simplifiée se base sur une simplification de la géométrie des composants (par exemple ne pas prendre en compte les dents mais seulement les rayons primitifs des roues dentées, ou encore ne pas prendre en compte les chanfreins).

Il est à noter que le résultat donné par le calcul analytique simplifié de ce calcul correspond aux observations expérimentales qui ont été faites. C'est cette méthode qui sera utilisée dans la suite pour calculer l'épaisseur de l'anneau d'huile.

II.2.3.2 Critère adimensionnel

Dans cette section, le but est d'établir un critère concernant les paramètres restant pour la formation de l'anneau d'huile. Ainsi on se base sur un modèle expérimental sur des paramètres adimensionnés représentatifs des flux d'huile au sein du réducteur : le nombre de Reynolds Re , représentant le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses appliquées au fluide, et le nombre de Froude Fr , représentant le rapport entre les forces gravitaires et les forces centrifuges s'exerçant sur le flux. Leurs expressions sont données dans les équations (II.5) et (II.6).

$$Re = \frac{2 R_{PS}^{ext2} \omega_{PS}}{\nu} \quad (II.5)$$

$$Fr = \omega_{PS} \sqrt{\frac{R_{PS}^{ext}}{g}} \quad (II.6)$$

Avec :

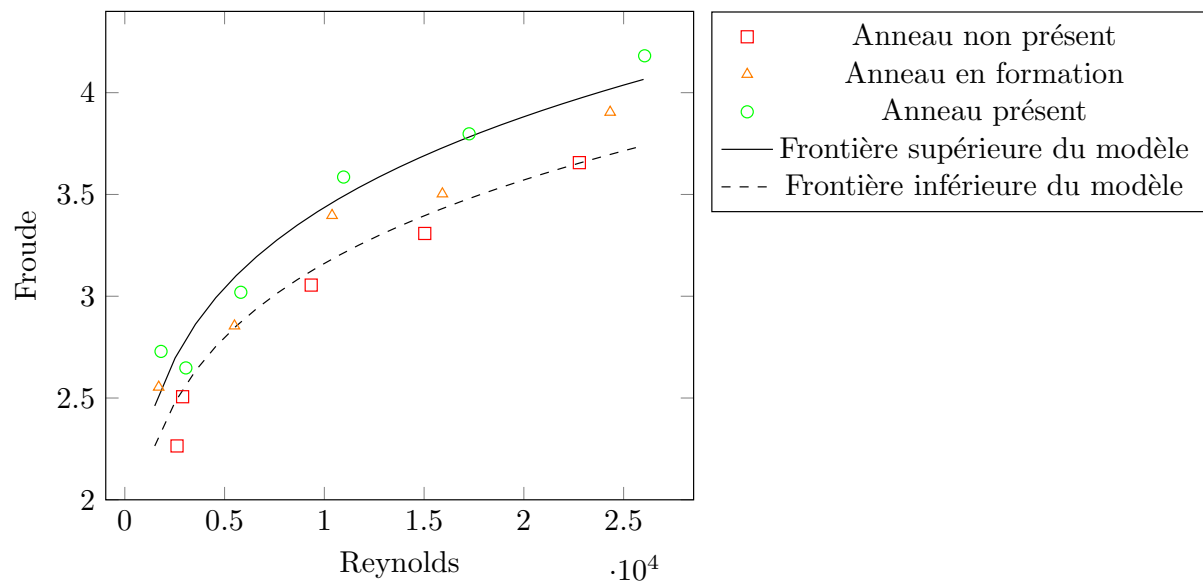
- ω_{PS} , la vitesse de rotation du porte-satellite (rad/s),
- R_{PS}^{ext} , le rayon extérieur du porte-satellite (m),
- ν , la viscosité cinématique de l'huile ($m^2.s$)
- g , l'accélération de la gravité (m/s^2)

L'étude de formation de l'anneau est expérimentale. On se base sur un ensemble d'expériences dont une partie est rapportée dans le Tableau II.4. Ici, l'évaluation de la présence ou non de l'anneau se fait visuellement. Pour éviter de ne se baser que sur les observations d'un seul expérimentateur, l'expérience a été conduite par plusieurs expérimentateurs différents et une incertitude de mesure est aussi donnée dans le Tableau II.4. L'incertitude de mesure réside dans le fait que la formation de l'anneau peut ne pas être très nette et dépendre du jugement de l'expérimentateur. Dans toutes les expériences, le critère de volume d'huile critique (présenté plus haut) est respecté. A l'issue de ces expériences, un modèle adimensionnel a été bâti et est donné dans l'équation (II.7). Sur la Figure II.13 sont tracés à la fois les points de mesure et le modèle. Le modèle présente un accord acceptable avec les mesures.

$$\left. \begin{array}{l} Fr \geq 0,68 Re^{0,176} \\ 0,62 Re^{0,176} < Fr < 0,68 Re^{0,176} \\ Fr < 0,62 Re^{0,176} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{anneau formé} \\ \text{anneau en formation} \\ \text{anneau non formé} \end{array} \quad (II.7)$$

Température d'huile (°C)	Viscosité (cSt)	Vitesse (tr/min)	Reynolds moyen	Froude moyen	Anneau (O/N)
42	174,4	[245 – 289]	1700	2,6	N
		[262 – 309]	1815	2,7	O
52	100,4	[268 – 283]	2896	2,5	N
		[285 – 300]	2989	2,5	O
62	60,2	[307 – 323]	5496	2,9	N
		[324 – 341]	5814	3,0	O
72	37,9	[346 – 384]	10 388	3,4	N
		[365 – 405]	10 965	3,6	O
82	25,5	[356 – 396]	15 917	3,5	N
		[386 – 429]	17 257	3,8	O
92	18,6	[397 – 441]	24 326	3,9	N
		[428 – 473]	26 053	4,2	O

Tableau II.4 – Tableau des expériences de formation de l'anneau d'huile

Figure II.13 – Création de l'anneau d'huile en fonction des nombres de Re et Fr et le modèle retenu

II.2.4 Limites du modèle

Le modèle adimensionnel développé dans la section précédente présente des limites à son utilisation. En effet, il est très dépendant de la cinématique du réducteur considéré. Ici, le réducteur monté sur le banc ECAM possède une couronne fixe (usinée directement dans le carter) ainsi, le flux d'huile est majoritairement guidé par la rotation du porte-satellite. En prenant en comparaison le réducteur AVERY, présenté dans le chapitre III en section III.3.1.1, la cinématique est différente : la couronne est, elle aussi, fixe mais pas usinée dans le carter car le carter est lui-même le porte-satellite. Il n'est donc, a priori, pas applicable en l'état. Un schéma comparatif des géométries est donné Figure II.14.

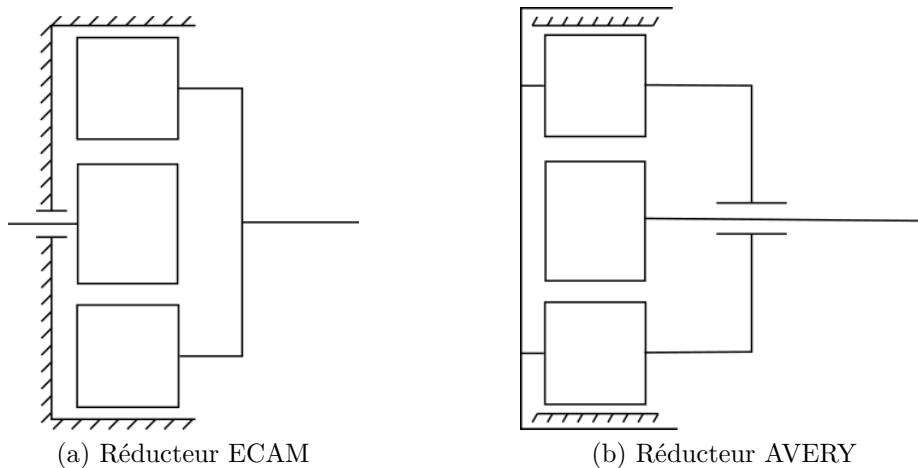


Figure II.14 – Comparaison des schémas cinématiques simplifiés des réducteurs ECAM et AVERY

Dans les faits, il a été observé lors d'essais sur le réducteur AVERY que les différents critères présentaient une prédiction acceptable de la formation ou non de l'anneau d'huile. Cela confirme les observations selon lesquelles la rotation du porte-satellite dirige la formation de l'anneau d'huile.

II.3 Modèle de perte par barbotage

Cette section a pour but de présenter les différents modèles de pertes, utilisées ou développées pour pouvoir prédire la perte totale d'un réducteur épicycloïdal.

II.3.1 Perte par traînée du solaire

Dans cette étude, il n'a pas été possible d'établir un modèle de perte fiable pour les pertes par traînée du solaire. Il est en effet très compliqué d'immerger le solaire en cas notamment d'apparition de l'anneau d'huile. Pour que l'anneau atteigne le solaire il était nécessaire de remplir le réducteur à 80 %, or, à ce niveau d'immersion le banc ECAM présentait des fuites importantes d'huile au travers du joint ce qui rendait toute mesure inutilisable.

Il est à noter cependant qu'un tel niveau d'immersion statique n'est atteint dans quasiment aucune application de réducteur planétaire lubrifié par barbotage.

Par la suite ne seront donc présentées que les pertes du porte-satellite et des satellites.

II.3.2 Perte par traînée lorsque l'anneau d'huile est formé

Comme évoqué dans la section II.2.3, un critère adimensionnel permet de vérifier a priori si l'anneau d'huile est susceptible de se former ou non en fonction des conditions opératoires. Dans cette section on traite de la perte par traînée du porte-satellite et des satellites lorsque l'anneau d'huile est formé. Ainsi, le volume d'huile introduit dans le réducteur est toujours supérieur au critère de volume critique.

II.3.2.1 Perte par traînée du porte-satellite

Pour isoler la perte par traînée du porte-satellite, la modularité du banc ECAM est utilisée. La configuration testée est le porte-satellite monté avec les trois cylindres et sans solaire. Ainsi, la traînée mesurée sera la traînée due à la forme du porte-satellite et de ses satellites (sans leurs rotations propres). La photo de cette configuration est disponible sur la Figure II.15.

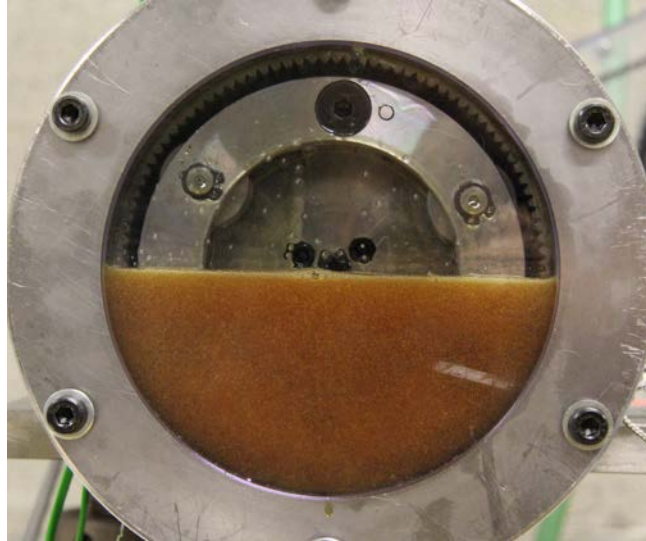


Figure II.15 – Configuration testée pour la perte par traînée du porte-satellite

L'équation (I.20) devient, dans le cas du porte-satellite, l'équation (II.8).

$$P_{PS}^{trainée} = \frac{1}{2} \rho \omega_{PS}^3 R_{PS}^{ext3} S_{m,PS} C_{m,PS} \quad (II.8)$$

Le calcul de la surface mouillée se fait par l'équation (II.9). Le terme $(1 - 0.1n)$ correspond au fait que la périphérie du porte-satellite n'est pas entièrement pleine due aux trous des n satellites représentant chacun environ 10% de la périphérie totale.

$$S_m = (1 - 0,1n) 2\pi R_{PS}^{ext} b_{PS} + 2 * 2\pi \left(R_{PS}^{ext2} - (R_{cour}^{pied} - h)^2 \right) \quad (II.9)$$

Dans le cadre de l'analyse dimensionnelle, il faut d'abord déterminer les paramètres influents pour la grandeur considérée, ici C_m . Cette détermination se base sur des travaux similaires menés sur un cylindre en rotation immergé dans l'huile, par Mann et Marston [50]. Dans leur cas, le coefficient de traînée n'était dépendant que du nombre de Reynolds du cylindre en rotation, le C_m s'écrivait donc comme dans l'équation (II.10). Il reste à déterminer le paramètre A correspondant à un facteur géométrique.

$$C_m = A Re^{-0,16} \quad (II.10)$$

Le modèle de Mann et Marston [50] est testé en faisant varier le nombre de Reynolds dans les expériences par la température du bain d'huile et donc sa viscosité. Les résultats de cette analyse sont présentés sur la Figure II.16. A l'issue de ces essais, on estime le facteur A à 0,052.

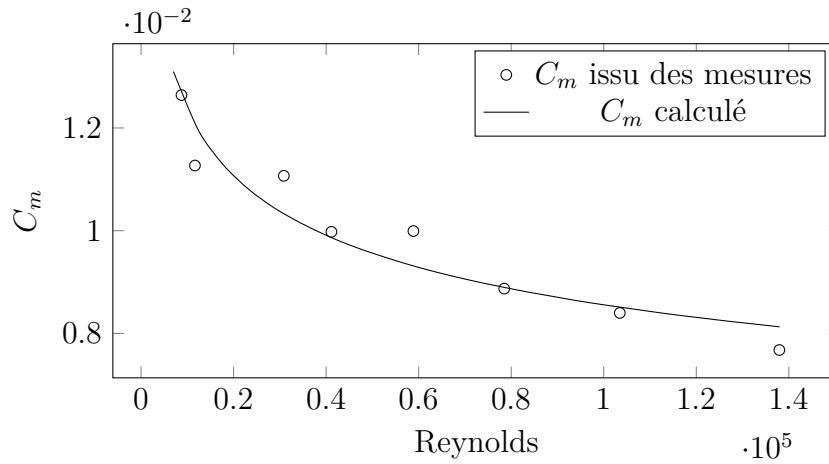
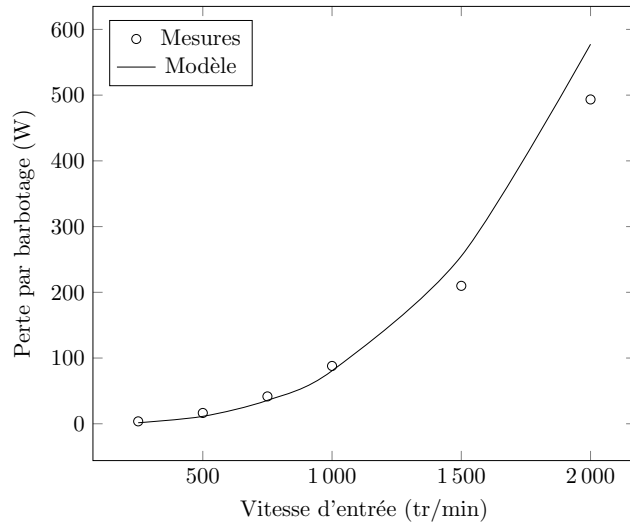


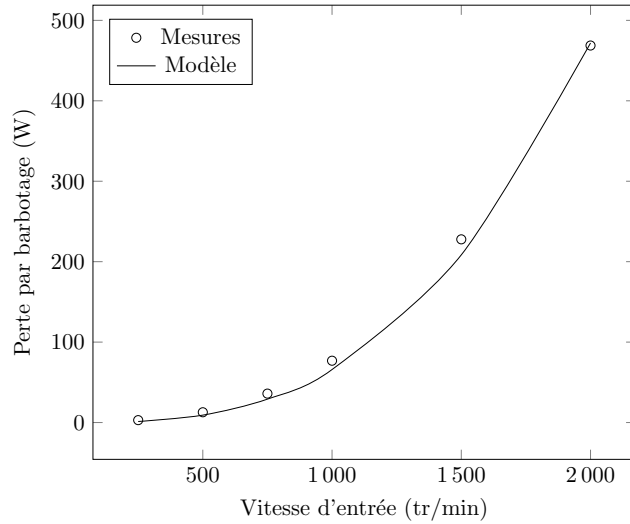
Figure II.16 – Comparaison du C_m mesuré et du modèle de C_m retenu

$$C_m = 0,052 Re^{-0,16} \quad (\text{II.11})$$

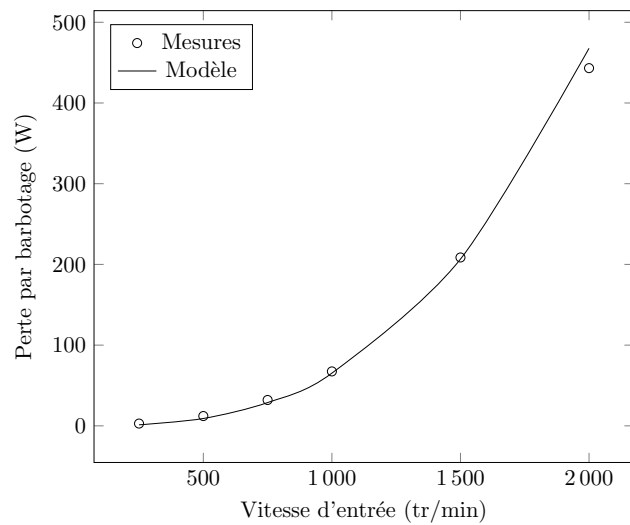
Ainsi le modèle donné dans l'équation (II.8) permet une prédiction de la perte par traînée du porte-satellite. La formule est alors testée sur d'autres essais en faisant varier la vitesse de rotation d'entrée. Ces résultats sont donnés sur la Figure II.17 et le modèle ainsi construit présente une très bonne concordance avec les mesures.



(a) 30°C



(b) 50°C



(c) 70°C

Figure II.17 – Comparaison modèle-mesure pour un essai avec une huile à 50°C et un niveau d'huile de 0 mm

II.3.2.2 Perte par traînée des satellites

Pour établir un modèle de perte par traînée pour les satellites, on utilise de nouveau l'équation (I.20) de Boness [11] qui devient alors l'équation (II.12).

$$P_{traînee}^{sat} = \frac{1}{2} \rho \omega_{sat}^3 R_{sat}^3 S_{m,sat} C_{m,sat} \quad (II.12)$$

Il reste alors de nouveau à établir la surface mouillée des satellites $S_{m,sat}$ et le coefficient de traînée $C_{m,sat}$. Comme dans le cas du porte-satellite, la surface mouillée est une grandeur dépendant uniquement de la géométrie de la roue. Un schéma de calcul est donné sur la Figure II.18 et l'équation de la surface mouillée est donnée dans l'équation (II.13). Le calcul détaillé de cette surface est donné en Annexe.

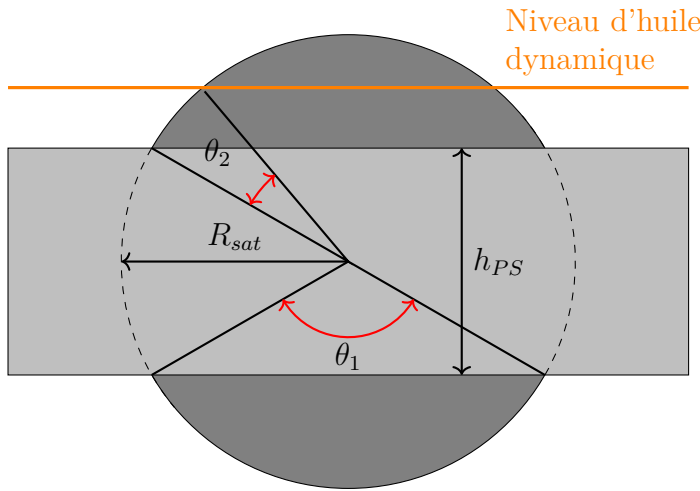


Figure II.18 – Schéma de calcul de la surface mouillée du satellite

$$S_{m,sat} = R_{sat}^2 (2\theta - \sin 2\theta) + 2R_{sat}b\theta + \frac{2Z\theta h_{tooth}b}{\pi \cos \alpha} \quad (II.13)$$

Avec θ se calculant par les équations (II.14a), (II.14b) et (II.14c), en posant $h_{PS} = R_{PS}^{ext} - R_{PS}^{int}$.

$$\theta = \frac{\theta_1 + 2\theta_2}{2} \quad (II.14a)$$

$$\theta_1 = \begin{cases} 2\cos^{-1} \left(\frac{R_{sat} - h}{R_{sat}} \right), & \text{si } h \leq R_{cour}^{pied} - R_{PS}^{ext} \\ 2\cos^{-1} \left(\frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \right), & \text{sinon} \end{cases} \quad (II.14b)$$

$$\theta_2 = \begin{cases} 0, & \text{si } h \leq R_{cour}^{pied} - (R_{PS}^{ext} - h) \\ \arctan \left(\frac{H}{R_{sat}} \right) - \arctan \left(\frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \right), & \text{sinon} \end{cases} \quad (II.14c)$$

$$H = R_{PS}^{ext} - \frac{h_{PS}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h)$$

Pour déterminer le coefficient de traînée $C_{m,sat}$ de la rotation propre des satellites, aucune corrélation simple ne peut être établie à cause du mouvement complexe des satellites dans le bain d'huile. On utilise de nouveau le théorème de Vaschy-Buckingham [7] en se

basant sur des grandeurs adimensionnées représentatives des grandeurs potentiellement influentes. L'expression de C_m peut donc s'écrire simplement de la façon suivante :

$$C_m = f(\mu, \rho, g, R_{sat}, b_{sat}, Z, \omega_{sat}, h) \quad (II.15)$$

En s'appuyant sur le théorème de Vaschy-Buckingham, il est possible d'écrire C_m comme un produit de facteurs adimensionnées, en prenant comme grandeurs principales $(R_{sat}, \omega_{sat}, \rho)$ et en posant $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, faisant apparaître les grandeurs de l'équation (II.16) :

$$C_{m,sat} = \left(\frac{\omega_{sat} R_{sat}^2}{\nu} \right)^{\phi_1} \left(\omega_{sat} \sqrt{\frac{R_{sat}}{g}} \right)^{\phi_2} \left(\frac{b_{sat}}{R_{sat}} \right)^{\phi_3} Z^{\phi_4} \left(\frac{h}{R_{sat}} \right)^{\phi_5} \quad (II.16)$$

Le terme $\frac{h}{R_{sat}}$ représente physiquement la proportion de satellite immergée dans l'huile et le terme $\frac{b_{sat}}{R_{sat}}$ rend compte de la géométrie du réducteur. Ce dernier terme ne peut cependant pas être déterminé par analyse dimensionnelle sur le banc ECAM (il serait alors nécessaire de changer la géométrie globale du réducteur), il sera donc constant dans la suite et sa contribution ne sera pas établie.

L'équation (II.16) peut être simplifiée. Il a déjà été montré, dans des travaux précédents sur le barbotage des trains cylindriques, que le nombre de dents Z peut être négligé [17]. Par ailleurs, le terme $\frac{h}{R_{sat}}$ semble redondant avec les hypothèses faites pour le calcul de la surface mouillée. Ainsi on considère d'abord qu'il est bien pris en compte par la surface mouillée.

Alors l'équation se réécrit :

$$C_{m,sat} \propto Re^{\phi_1} Fr^{\phi_2} \quad (II.17)$$

Avec :

$$Re = \frac{R_{sat}^2 \omega_{sat}}{\nu} \quad (II.18)$$

$$Fr = \omega_{sat} \sqrt{\frac{R_{sat}}{g}} \quad (II.19)$$

Désormais, pour déterminer ϕ_1 et ϕ_2 , il est nécessaire de passer par des essais sur le banc ECAM en isolant la perte des satellites. Il est impossible d'isoler la perte par traînée des satellites due à leur rotation propre d'un point de vue pratique. Cependant il est possible de la déduire de plusieurs mesures différentes et en utilisant le modèle pour la perte par traînée du porte-satellite. Ainsi la perte mesurée après avoir retranché les pertes à vide est résumée dans l'équation (II.20).

$$P_{mesuree} = P_{PS}^{traînee} + n \left(P_{sat}^{traînee} + P_{cour/sat}^{pieg} \right) \quad (II.20)$$

Pour isoler les pertes par traînée des satellites il faut donc connaître la perte par traînée du porte-satellite et de piégeage entre la couronne et les satellites. Les équations (I.40) et (II.8) sont alors utilisées. En se basant sur les observations présentées en section II.2.2.3 et particulièrement sur la Figure II.7, les satellites contribuent de manière équitable à la perte. Ainsi, il est possible d'extrapoler que la perte d'un seul satellite est un tiers de la perte par traînée des 3 satellites.

Il s'agit maintenant de faire varier indépendamment Re et Fr pour estimer ϕ_1 et ϕ_2 . Pour faire varier Re , on fait simplement varier la température de bain d'huile pour changer la valeur de viscosité en gardant la même vitesse de rotation d'entrée. Dans ce cas, l'équation (II.17) devient :

$$C_{m,sat} \propto \left(\frac{\omega_{sat} R_{sat}^2}{\nu} \right)^{\phi_1} \left(\omega_{sat} \sqrt{\frac{R_{sat}}{g}} \right)^{\phi_2}$$

$$C_{m,sat} \propto (\omega_{sat} R_{sat}^2)^{\phi_1} \left(\omega_{sat} \sqrt{\frac{R_{sat}}{g}} \right)^{\phi_2} \nu^{-\phi_1}$$

Soit, en ne faisant varier que la viscosité de l'huile,

$$C_{m,sat}(\nu) \propto \nu^{-\phi_1}$$

Alors, en injectant cette formulation dans l'équation (II.12) :

$$P_{trainee}^{sat}(\nu) \propto \nu^{-\phi_1}$$

Alors il est possible d'écrire :

$$\ln \left(\frac{P_{trainee}^{sat}(\nu_1)}{P_{trainee}^{sat}(\nu_2)} \right) = A \phi_1 \ln \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right) \quad (\text{II.21})$$

Avec A , une constante.

La corrélation trouvée grâce à ces essais est donnée Figure II.19a.

Pour déterminer ϕ_2 , il suffit de faire varier la vitesse de rotation en entrée du réducteur. $C_{m,sat}$ peut s'écrire :

$$C_{m,sat} \propto Re^{\phi_1} Fr^{\phi_2}$$

$$C_{m,sat} \propto \left(\frac{R_{sat}^2}{\nu} \right)^{\phi_1} \left(\sqrt{\frac{R_{sat}}{g}} \right)^{\phi_2} \omega_{sat}^{\phi_1 + \phi_2}$$

$$C_{m,sat}(\omega_{sat}) \propto \omega_{sat}^{\phi_1 + \phi_2}$$

En injectant cette formulation dans l'équation (II.12) :

$$P_{trainee}^{sat}(\omega_{sat}) \propto \omega_{sat}^{\phi_1 + \phi_2 + 3}$$

Ainsi comme dans l'équation (II.21) on peut écrire :

$$\ln \left(\frac{P_{trainee}^{sat}(\omega_{sat1})}{P_{trainee}^{sat}(\omega_{sat2})} \right) = B (\phi_1 + \phi_2 + 3) \ln \left(\frac{\omega_{sat1}}{\omega_{sat2}} \right) \quad (\text{II.22})$$

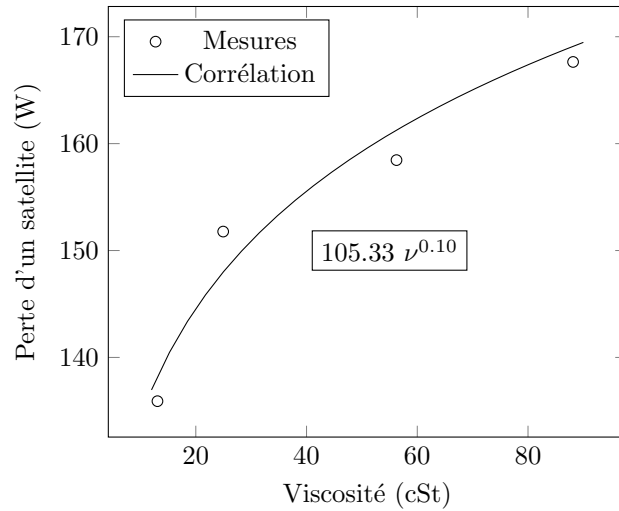
Avec B , une constante.

La corrélation trouvée grâce à ces essais est donnée Figure II.19b.

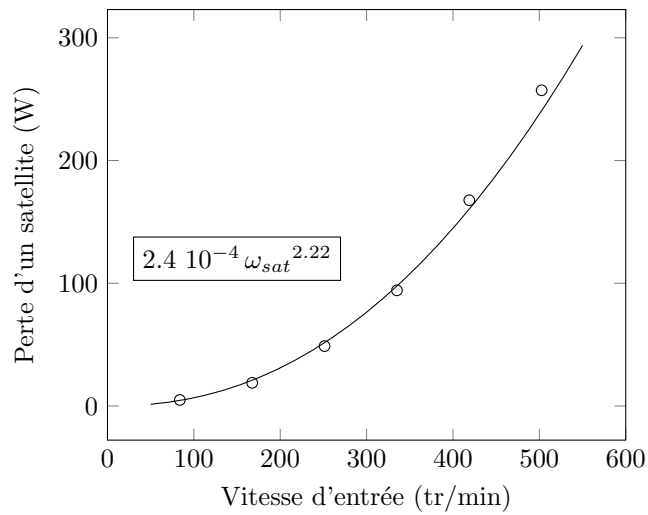
Finalement, le $C_{m,sat}$ peut s'écrire :

$$C_{m,sat} = 3,88 Re^{-0,1} Fr^{-0,67} \quad (\text{II.23})$$

Le modèle complet des pertes du satellite est ensuite confronté aux essais, cette comparaison est donnée sur la Figure II.20. Il est notamment confronté à des essais pour différentes immersions pour confirmer l'hypothèse précédente que le facteur $\frac{h}{R_{sat}}$ est bien redondant avec le calcul de la surface mouillée (Figure II.20d). Le modèle donne une très bonne prédiction de la perte par traînée des satellites quelle que soit la température d'huile et l'immersion (tant que l'anneau d'huile est formé).

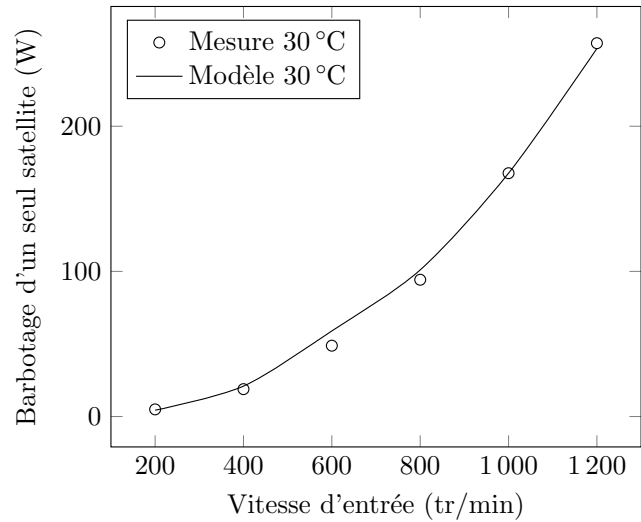


(a) Corrélation de la perte en fonction de la viscosité

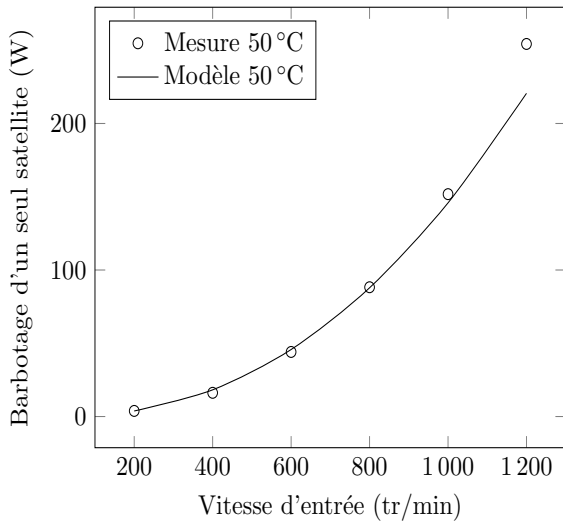


(b) Corrélation de la perte en fonction de la vitesse de rotation

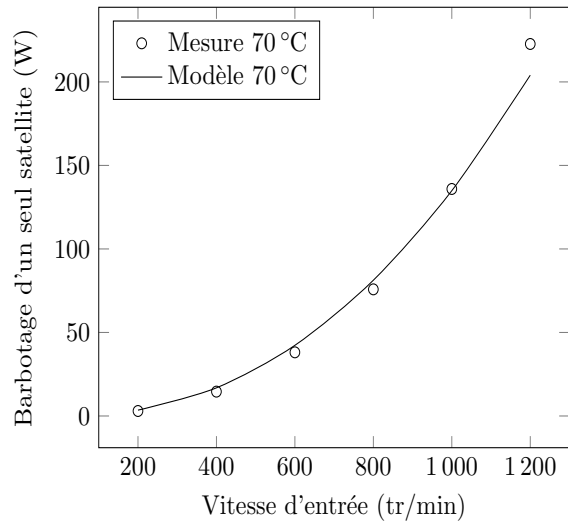
Figure II.19 – Corrélations de la perte par traînée d'un satellite avec la viscosité de l'huile et la vitesse d'entrée



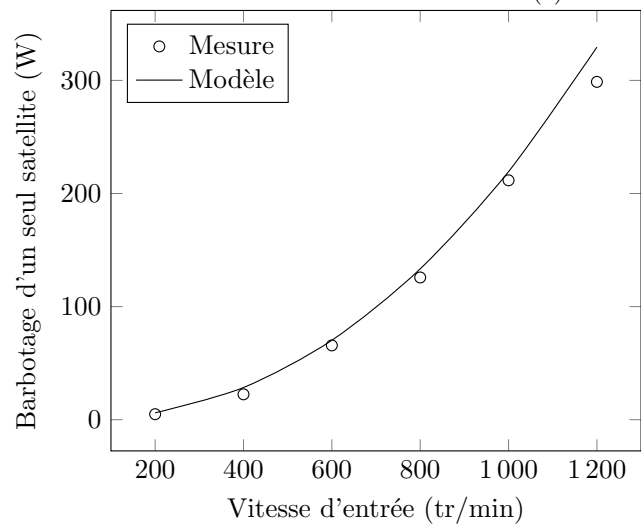
(a) 30°C à 0 mm



(b) 50°C à 0 mm



(c) 70°C à 0 mm

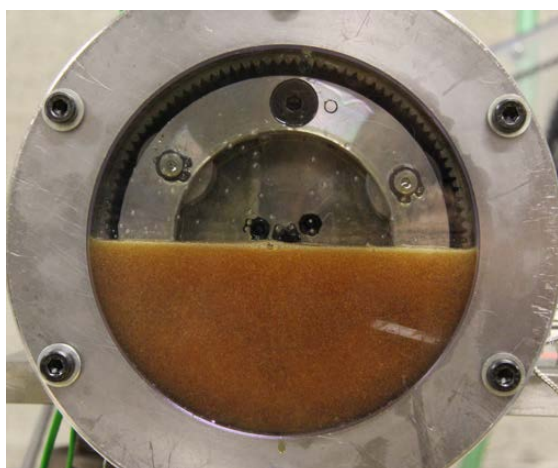


(d) 30°C à 19 mm

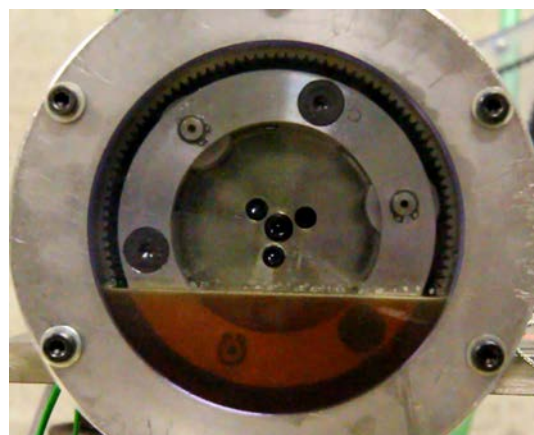
Figure II.20 – Comparaison modèle-essais de la perte par barbotage d'un seul satellite pour l'huile 1 à différentes températures pour un niveau d'huile de 0 mm et 19 mm

II.3.3 Perte par traînée lorsque l'anneau d'huile n'est pas formé

Tous les modèles de prédiction présentés dans la section précédente (II.3.2) font l'hypothèse que l'anneau d'huile se forme conformément aux observations faites en section II.2.3. Seulement, lorsque cette hypothèse n'est plus vérifiée, le modèle de prédiction établi précédemment n'est plus en accord avec les mesures faites sur le banc ECAM. Une comparaison du modèle de prédiction établi en section II.3.2 et des mesures faites dans la configuration de la Figure II.21b est présentée sur la Figure II.23.



(a) Configuration testée pour l'hypothèse de l'anneau d'huile



(b) Configuration testée pour un réducteur sans anneau (-24 mm)



(c) En fonctionnement, création de l'anneau



(d) En fonctionnement, pas d'anneau

Figure II.21 – Comparaison de la forme du bain d'huile en fonction du volume d'huile inséré

Le modèle établi dans les points précédents n'est pas acceptable dans le cas d'un réducteur sous le volume critique. Cela est dû au fait que l'anneau d'huile ne se forme pas comme montré sur la photo de la Figure II.21d. Dans ce cas, le calcul de la surface mouillée des différents éléments en barbotage est erroné. Cependant, il est difficile d'établir une formule générale pour calculer cette surface mouillée car celle-ci dépend, cette fois-ci, de la vitesse d'entrée. Par ailleurs, les écoulements étant complexes, il est difficile d'y appliquer des calculs simples de mécanique des fluides. Il a donc été choisi d'établir la forme du bain d'huile par traitement d'images sur des vidéos filmées lors des essais.

Le traitement de ces images a été mené sur des images filmées par un appareil CANON

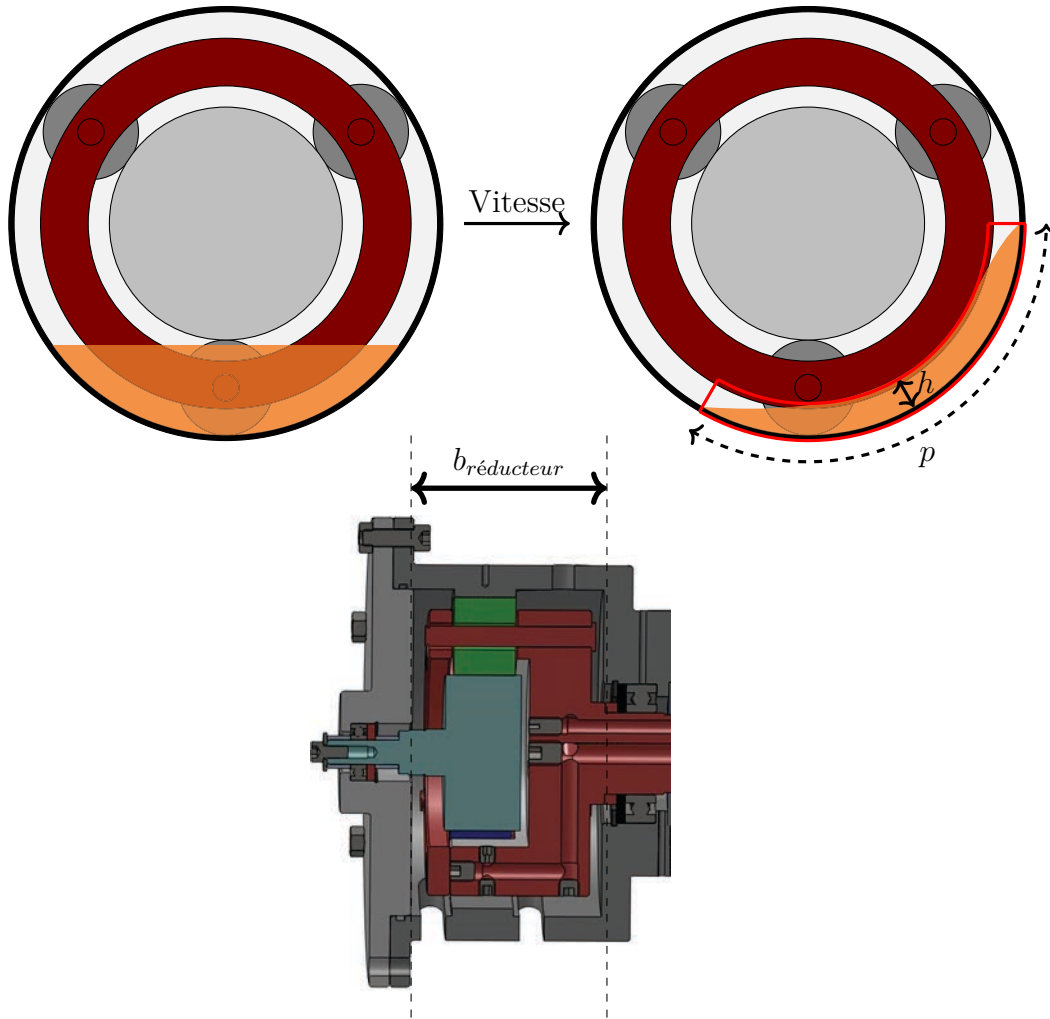


Figure II.22 – Schéma d'un réducteur peu rempli

EOS 1500D avec une résolution de 1280×720 pixels et 60 images par secondes. La mesure se fait comme schématisée sur la Figure II.22 : sur une image on mesure l'étendue de la portion de bain d'huile p . L'étendue du bain d'huile permet de rendre compte de la contribution effective du nombre de satellites dans la perte par barbotage. En effet on a,

$$\left. \begin{array}{l} p = 2\pi R_{cour}^{pied} \leftrightarrow n \\ p = \lambda\pi R_{cour}^{pied} \leftrightarrow n' \end{array} \right\} n' = n \frac{\lambda}{2}$$

Avec n le nombre de satellites et n' le nombre effectif de satellites immergés. Dans le cas du banc ECAM, pour le niveau schématisé Figure II.22, cette contribution a été mesurée à

$$\lambda = \frac{2}{3} \quad \text{soit} \quad n' = n \frac{2/3}{2} = \frac{n}{3}$$

On peut alors définir une nouvelle hauteur d'huile h en calculant un volume simplifié comme schématisé Figure II.22. Connaissant le volume injecté dans le réducteur, il est possible de calculer h de la façon suivante, en notant V le volume d'huile présent dans le réducteur et $b_{réducteur}$ la profondeur simplifiée du réducteur :

$$V = \frac{2\pi}{3} b_{\text{réducteur}} \left(R_{\text{cour}}^{\text{piéd}^2} - \left(R_{\text{cour}}^{\text{piéd}} - h \right)^2 \right)$$

$$h = R_{\text{cour}}^{\text{piéd}} - \sqrt{R_{\text{cour}}^{\text{piéd}^2} - \frac{3V}{2\pi b_{\text{réducteur}}}} \quad (\text{II.24})$$

En résumé, le modèle pour la prédiction des pertes lors de l'absence de l'anneau utilise toujours les formules établies dans le cas de la présence de l'anneau (II.12) avec les mêmes valeurs de $C_{m,\text{sat}}$ établies précédemment. La formule (II.13) de $S_{m,\text{sat}}$ reste la même en considérant la nouvelle hauteur h dans les formules (II.14b) et (II.14c). On considère aussi que cette hauteur est la même pour l'ensemble du bain d'huile (comme une portion de l'anneau d'huile). Cependant, maintenant seule la perte d'un seul satellite est considérée, comme évoqué plus haut. Le modèle "sans anneau" a été comparé avec des mesures sur le banc ECAM et avec le modèle "avec anneau", i.e. en considérant que l'anneau d'huile aurait été formé (ce qui n'est pas le cas en réalité). Les résultats sont tracés sur la Figure II.23.

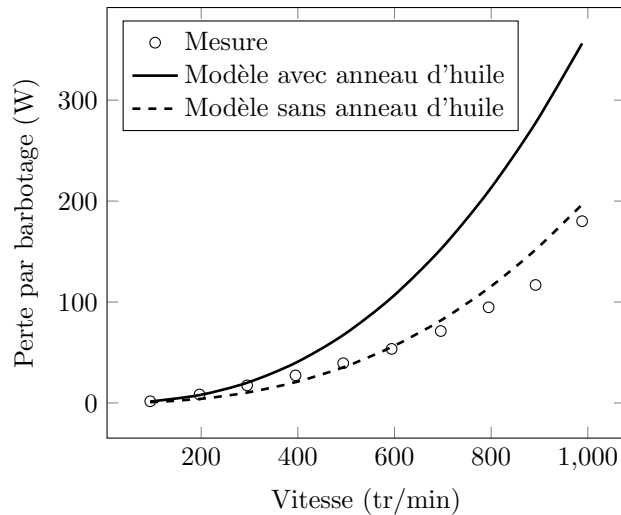


Figure II.23 – Comparaison des modèles avec des essais en vitesse pour un réducteur rempli à -24 mm et l'huile 3 à 50 °C

Il est intéressant d'observer les contributions de chaque source à la perte totale pour les deux hypothèses comme montré sur la Figure II.24. En effet, dans le cas de la présence de l'anneau d'huile, les trois satellites contribuent à la perte tandis qu'un seul contribue dans le cas sans anneau. Malgré cette diminution, le pourcentage de contribution reste très élevé devant celui du piégeage. Il est important de noter par ailleurs que le porte-satellite est considéré comme n'ayant aucun impact sur la perte dans le cas où l'anneau n'est pas formé. Cela reste bien en accord avec l'hypothèse même de volume critique : l'anneau en formation s'affine à un tel point qu'il ne touche même plus le porte-satellite et donc ne parvient pas à se former complètement. Ces observations viennent corroborer les remarques faites dans la section II.2.2.3 : les satellites forment la majeure contribution à la perte par barbotage tandis que le porte-satellite n'intervient pas nécessairement selon les conditions opératoires.

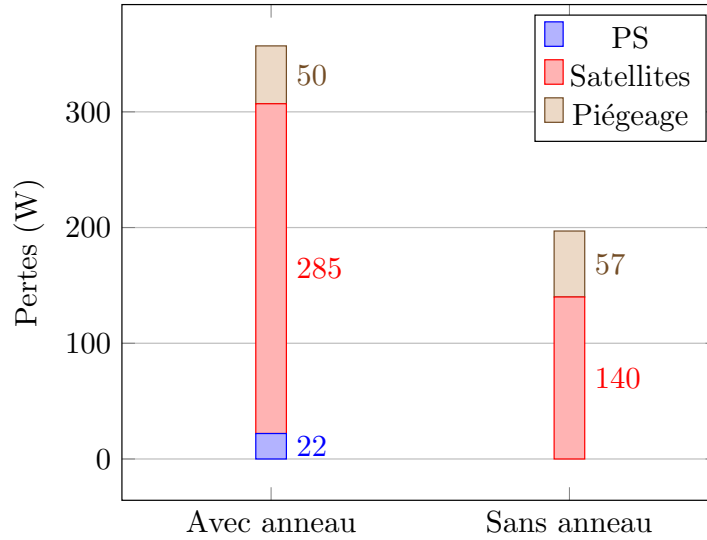


Figure II.24 – Diagramme des contributions selon si l’on considère l’anneau formé ou non formé

II.3.4 Conclusion et récapitulatif des modèles développés

Pour résumer les différents points abordés dans cette section, le comportement des pertes par barbotage peut être séparé en deux catégories : lorsque l’anneau d’huile est formé ou non. La délimitation de ces deux catégories se fait grâce au critère de volume critique puis grâce au modèle adimensionné (section II.2.3). Ainsi, si le volume critique est atteint, il faut se référer au critère suivant :

$$\left. \begin{array}{l} Fr \geq 0,68 Re^{0,176} \\ 0,62 Re^{0,176} < Fr < 0,68 Re^{0,176} \\ Fr < 0,62 Re^{0,176} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{anneau formé} \\ \text{anneau en formation} \\ \text{anneau non formé} \end{array}$$

Ensuite, selon la formation de l’anneau d’huile ou non, les formules de perte par traînée sont appliquées avec les conditions opératoires du réducteur et sa géométrie. La formulation globale reste la même, les seuls paramètres variant sont la surface mouillée S_m et le coefficient de traînée C_m :

$$P_{PS,sat}^{traînee} = \frac{1}{2} \rho \omega_{PS,sat}^3 R_{PS,sat}^3 S_m C_m$$

- Si l’anneau est formé : il est nécessaire de calculer les surfaces mouillées et les coefficients de traînée pour le porte-satellite et les satellites.

$$PS \left\{ \begin{array}{l} S_{m,PS} = (1 - 0,1n) 2\pi R_{PS}^{ext} b_{PS} + 2 * 2\pi \left(R_{PS}^{ext} - (R_{cour}^{piéd} - h) \right)^2 \\ C_{m,PS} = 0,052 Re^{-0,16} \end{array} \right.$$

$$Satellite \left\{ \begin{array}{l} S_{m,sat} = R_{sat}^2 (2\theta - \sin 2\theta) + 2R_{sat}b\theta + \frac{2Z\theta h_{tooth}b}{\pi \cos \alpha} \\ \text{se référer Fig. II.18 et eqs. (II.14b) et (II.14c)} \\ C_{m,sat} = 3,88 Re^{-0,1} Fr^{-0,67} \end{array} \right.$$

- Si l’anneau n’est pas formé : il est nécessaire de mesurer l’étendue de la portion du bain d’huile formé par les effets centrifuges. Cette mesure permet d’évaluer la

contribution des satellites à la perte par traînée et de calculer la nouvelle hauteur d'huile h . En se référant à l'équation (II.24), avec V le volume d'huile introduit et $b_{réducteur}$ la profondeur simplifiée du réducteur :

$$h = R_{cour}^{pied} - \sqrt{R_{cour}^{pied^2} - \frac{3V}{2\pi b_{réducteur}}}$$

Pour finir, il a été observé que la contribution du porte-satellite pouvait être négligée.

II.4 Résultats des modèles de pertes par barbotage

Cette section a pour but de comparer les résultats donnés par les modèles de barbotage avec ceux mesurés sur le banc ECAM.

II.4.1 Comparaison en fonction de la vitesse

Ici on se place dans une configuration sans solaire pour comparer les pertes mesurées avec celles données par les modèles du porte-satellite et des satellites. La température d'huile et le niveau d'huile sont fixés et la variation se fait sur la vitesse de rotation.

Une première comparaison est dressée en fonction de la vitesse de rotation du porte-satellite sur la Figure II.25. Le modèle basé sur des paramètres adimensionnés permet de prédire correctement la perte par barbotage quelles que soit les conditions opératoires et les caractéristiques chimiques de l'huile.

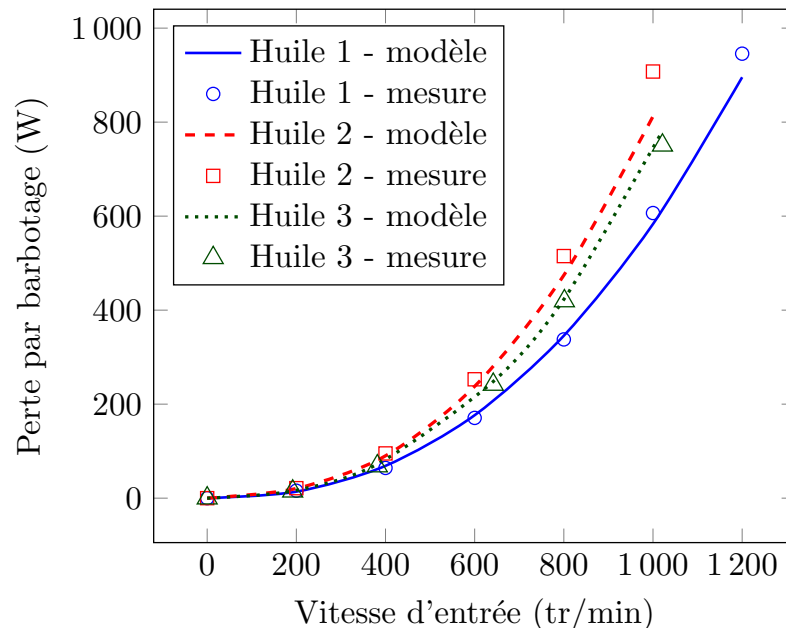


Figure II.25 – Comparaison modèle-mesures pour les trois huiles d'étude en fonction de la vitesse de rotation à 30 °C

Pour une même vitesse, les trois huiles impliquent des pertes par barbotage très différentes (entre 19, pour les huiles 1 et 3, et 33 %, pour les huiles 1 et 2, à 1000 tr/min). Cette différence est imputable aux caractéristiques chimiques de l'huile : viscosité et densité. Il est donc important d'investiguer la dépendance des pertes par barbotage par rapport à ces deux grandeurs.

II.4.2 Comparaison en fonction de la viscosité

On s'intéresse tout d'abord à l'influence de la viscosité des différentes huiles sur la perte par barbotage. Pour ce faire, des essais ont été réalisés sur la même configuration sans solaire, un niveau d'huile constant et une vitesse constante. La variation de la viscosité se fait en faisant varier la température du bain d'huile. En analysant les mesures présentées sur la Figure II.26, il est possible de se rendre compte que la variation de la viscosité influe sur la perte par barbotage. Cependant, la variation de viscosité n'est pas l'unique source de cette variation. En effet, ici la variation de la viscosité se fait en variant la température du bain d'huile. Toutefois, varier la température du bain d'huile affecte également la densité de l'huile. En comparant les évolutions des pertes en fonction de la viscosité, les deux huiles ne se comportent pas de la même manière. Ainsi, il est nécessaire de ne pas considérer les pertes par traînée comme des effets uniquement visqueux.

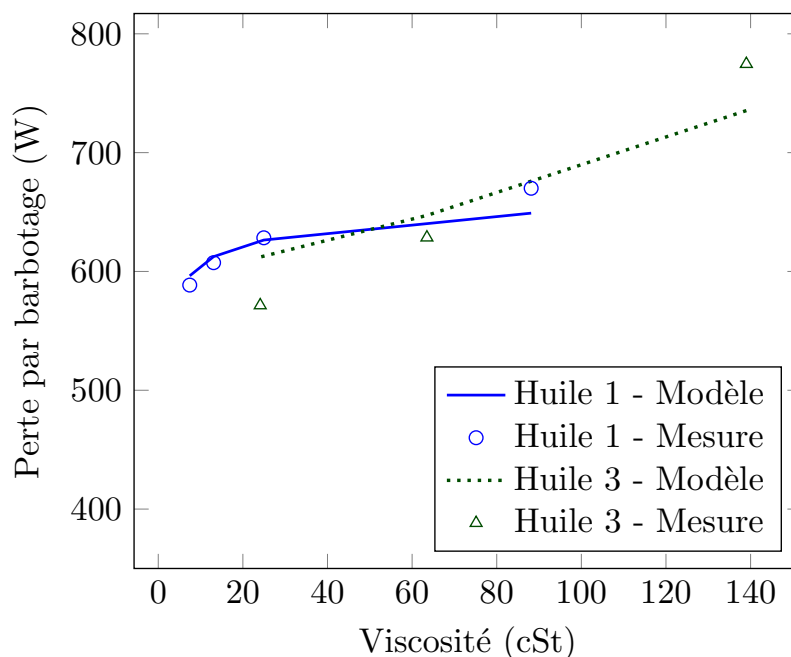


Figure II.26 – Analyse de la perte par barbotage en fonction de la viscosité

II.4.3 Comparaison en fonction de la masse volumique

Pour analyser l'impact de la masse volumique sur la perte par barbotage, des essais sur les trois huiles ont été menés : dans la même configuration que précédemment (section II.4.2), la température du bain d'huile est choisie de manière à ce que l'huile présente une viscosité de 80 cSt. Pour cette température, la masse volumique de l'huile est calculée en supposant une évolution quasi linéaire de la densité avec la température, comme l'énonce Dallemagne dans les Techniques de l'Ingénieur [23]. Ces pertes sont ensuite comparées entre elles et avec le modèle sur la Figure II.27. La conclusion principale de cette comparaison est que la densité de l'huile joue, elle aussi, un rôle important dans la perte par barbotage. Le rôle des forces inertielles avait déjà été mis en évidence dans le calcul du $C_{m,sat}$ (eq.II.23) en faisant intervenir le nombre de Froude de l'écoulement d'huile. Il est donc nécessaire de considérer les pertes par traînée des éléments tournants dans un train épicycloïdal comme dépendant d'effets inertiels et visqueux.

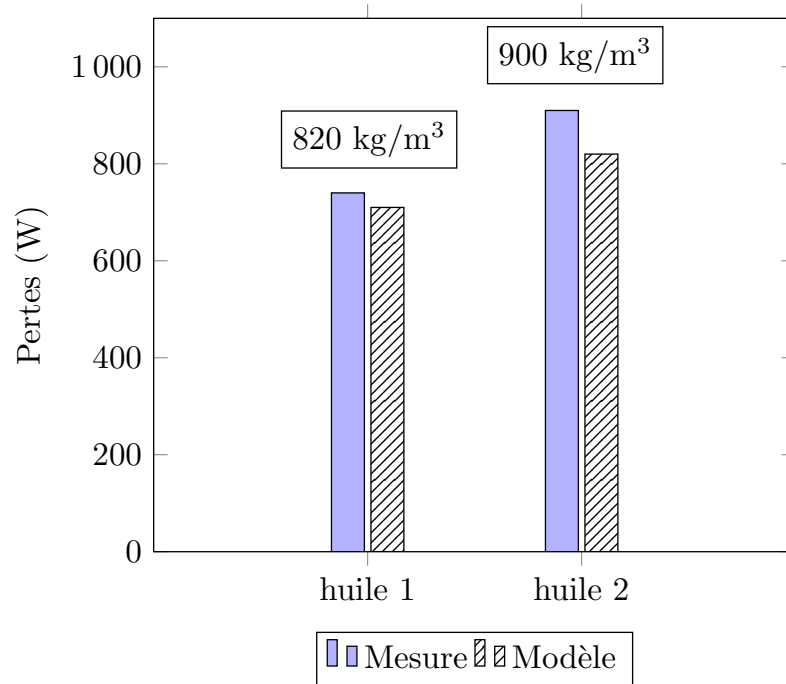
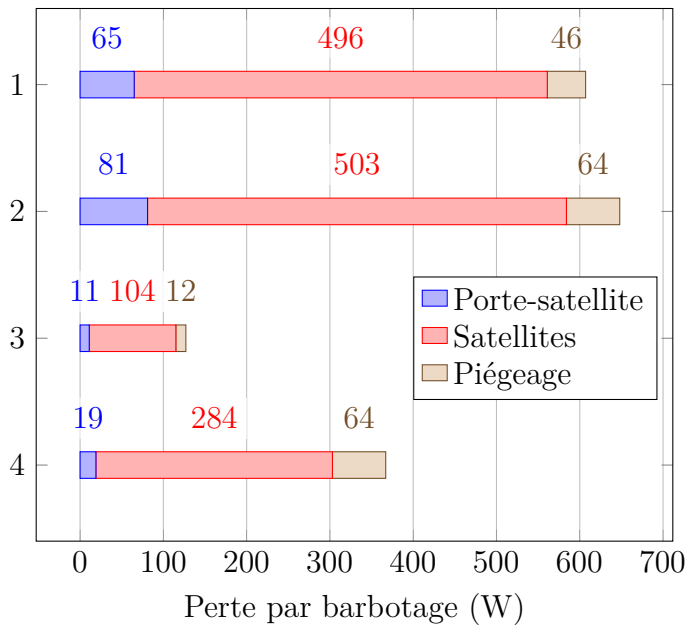


Figure II.27 – Comparaison de la perte par barbotage entre les huiles 1 et 2 à une viscosité fixée de 80 cSt dans une configuration sans solaire à 1000 tr/min

II.4.4 Contribution des différents éléments tournants

Grâce aux modèles de prédiction des pertes par barbotage, il peut être intéressant d'estimer la contribution de chacun des éléments du réducteur. Il a déjà été observé dans la section II.2.2.3, que les satellites semblaient compter pour une grande partie de la perte par rapport au porte-satellite et au piégeage. Ainsi le modèle a été utilisé pour déterminer la perte par barbotage détaillée pour plusieurs conditions opératoires (Tableau II.5). Ces résultats sont rapportés Figure II.28. Dans toutes ces conditions, il a été considéré que les critères d'anneau d'huile étaient remplis et les modèles adaptés en conséquence.

Il est intéressant d'observer que les satellites sont une part importante de la perte par barbotage par rapport au porte-satellite : cela s'explique notamment par leur rotation propre (les satellites tournent 4 fois plus vite que le porte-satellite) et le fait qu'ils soient plusieurs à contribuer (3 satellites ici). Par ailleurs la vitesse a un impact bien plus important sur la perte par barbotage que la température, ce qui avait déjà été remarqué sur les mesures de la Figure II.25. Il est bon de noter aussi l'influence du volume d'huile injecté dans le réducteur : l'épaisseur de l'anneau d'huile influe grandement sur la contribution de chacun des éléments mais pas sur le piégeage car les espaces inter-dents sont tous complètement immergés.



	T° huile (°C)	Vitesse d'en- trée (rpm)	Niveau sta- tique (mm)
1	50	1000	0
2	30	1000	0
3	30	500	0
4	30	1000	-18

Figure II.28 – Prédiction des modèles de pertes par barbotage pour plusieurs conditions opératoires (Tableau II.5)

Tableau II.5 – Conditions opératoires rapportées sur la Figure II.28

II.5 Conclusion

A la suite du chapitre I, qui présentait l'intérêt du développement d'un modèle de perte de puissance par barbotage, le chapitre II présente les travaux sur l'analyse des pertes de puissance par barbotage. Un banc d'essais spécifique, présenté dans ce chapitre, a été utilisé tout au long de l'étude :

- Le banc ECAM est un banc modulaire permettant d'isoler les différents composants tournant.
- Une méthode par soustraction a été utilisée pour isoler les différentes sources de pertes. Cette méthode impliquait une réflexion particulière sur le comportement des douilles des satellites vis-à-vis de la perte mesurée. Cette étude a montré que la perte au sein des douilles des satellites, bien que dépendante du niveau d'huile, n'altérerait pas l'hypothèse de soustraction des pertes à vide.

Une vaste campagne d'essais a été menée avec comme objectif, dans un premier temps, d'observer le comportement du bain d'huile au sein de la transmission. Le résultat marquant de cette phase est l'établissement, par les forces centrifuges, d'un anneau d'huile. Il a cependant été relevé que cet anneau ne se formait pas immédiatement. Une investigation approfondie a donc été menée pour établir un modèle d'apparition de l'anneau d'huile. Deux critères ont été mis en évidence :

- Le critère de volume critique : celui-ci établit que, quelles que soient les conditions opératoires, l'anneau d'huile ne peut se former que si un volume d'huile suffisant est présent au sein de la transmission. Ce volume a été défini comme étant le volume nécessaire pour que, si l'anneau d'huile était formé, celui-ci toucherait la périphérie du porte-satellite. Il a été montré expérimentalement que ce critère était acceptable pour estimer ce volume.

- Le critère des conditions opératoires : celui-ci se base sur le fait que l’anneau ne se forme que pour certaines conditions opératoires (vitesse du porte-satellite et température du bain d’huile). Pour prendre en compte ces variations, deux nombres adimensionnels ont été introduits, les nombres de Reynolds et Froude, et leur variation a été étudiée. Une corrélation entre leurs variations conjuguées et la formation de l’anneau a été montrée expérimentalement et a abouti à un critère de formation de l’anneau en fonction des conditions opératoires.

Une fois ces formules de prédiction développées, l’établissement du modèle de perte par barbotage se devait de prendre en compte la présence ou non de cet anneau d’huile. Deux cas ont donc été considérés : lorsque l’anneau d’huile est présent et lorsqu’il ne l’est pas. La première partie du travail a consisté dans l’étude des pertes par barbotage lorsque l’anneau était formé.

La modularité permise par le banc ECAM a permis d’isoler la contribution de chacun des éléments tournants (satellites, porte-satellite et solaire) à la perte par traînée. Ainsi, deux modèles distincts ont vu le jour :

- Le modèle de perte par traînée du porte-satellite : celui-ci se base sur les travaux de Mann et Marston [50] sur la perte par traînée d’un cylindre immergé dans un fluide. La dépendance du couple de traînée en fonction du nombre de Reynolds de l’écoulement autour du porte-satellite a montré une très bonne concordance avec les essais sur le banc ECAM.
- Le modèle de perte par traînée des satellites : une fois le modèle de perte du porte-satellite établi, il était simple d’isoler la contribution des satellites à la perte totale. Cependant, le mouvement complexe des satellites au sein de la transmission ne permettait pas d’utiliser des travaux de la littérature. Une investigation expérimentale utilisant le théorème de Vaschy-Buckingham [7] a été menée sur le banc ECAM. Cette investigation a montré l’intérêt de considérer deux nombres adimensionnés comme étant influents sur la perte par traînée : les nombres de Reynolds et Froude de l’écoulement local de l’huile autour des satellites. Le modèle ainsi développé a été ensuite comparé à des essais sur le banc ECAM et a montré de très bonnes concordances.

Par ailleurs, il a été remarqué qu’un modèle de perte par traînée du solaire ne pouvait pas être établi dans cette étude à cause de l’impossibilité d’avoir un anneau d’huile suffisamment épais pour atteindre le solaire. Une autre limite évoquée des modèles développés est que le banc ECAM ne permettait pas de tester plusieurs réducteurs différents pour mettre en évidence l’influence de la géométrie du réducteur sur la perte par traînée.

Une fois ces différents modèles développés pour la présence de l’anneau d’huile, l’hypothèse a été faite que, lorsque l’anneau d’huile n’était pas formé, les corrélations trouvées plus hauts, pour les pertes par traînée du porte-satellite et des satellites, étaient toujours valides et que seule la surface mouillée de chacun des éléments devait être recalculée. Cette hypothèse s’est avérée juste au regard des essais menés sur le banc ECAM en ajustant à la fois la surface mouillée, en la calculant avec la forme du bain d’huile, et la contribution des satellites : dans ce cas, tous les satellites ne sont pas immergés en même temps.

Finalement, une fois un modèle de perte par barbotage bien défini, celui-ci a été mis à l’épreuve vis-à-vis de nombreux essais menés sur trois huiles présentant des caractéristiques physiques bien distinctes. Ces essais ont, à la fois, permis de conforter la robustesse du modèle mais aussi de mettre en évidence l’influence plus important de la masse volumique face à la viscosité de l’huile.

CHAPITRE III

MODÈLE THERMIQUE D'UN RÉDUCTEUR ÉPICYCLOÏDAL INDUSTRIEL LUBRIFIÉ PAR BARBOTAGE

III.1 Introduction	68
III.2 Construction et résolution du réseau thermique du ré- ducteur AVERY	68
III.3 Réseau thermique du banc industriel BC6	72
III.4 Essais sur banc BC6	89
III.5 Conclusion	101

III.1 Introduction

Comme montré dans la section I.5, pour modéliser thermiquement un train d’engrenages il est nécessaire de connaître en détails les sources de chaleur de la transmission ¹. Ces sources ont été analysées, pour la plupart, dans le chapitre I mais aussi dans le chapitre II pour le cas des pertes de puissance par barbotage des trains épicycloïdaux. Il s’agit maintenant de construire le modèle thermique de la transmission, en utilisant la méthode des réseaux thermiques. Ce chapitre vise donc à présenter en détail la construction d’un réseau thermique et les hypothèses considérées, sa résolution et les résultats des calculs appliqués au réducteur épicycloïdal AVERY de Texelis.

Dans une première partie, une courte introduction à la méthode des réseaux thermiques et sa résolution sera donnée. Dans une deuxième partie, le banc BC6 sera présenté et son réseau thermique spécifique sera construit avec une présentation détaillée des différentes résistances du circuit. Enfin, une dernière partie présentera les différents essais menés sur le banc BC6 et une comparaison avec les simulations données par le réseau thermique sera établie.

III.2 Construction et résolution du réseau thermique du réducteur AVERY

La méthode des réseaux thermiques se base sur une analogie électrique/thermique, comme rapporté dans le Tableau III.1 et la Figure III.1.

	Circuit électrique	Réseau thermique
Différence de potentiels	$U = V_2 - V_1$	$\Delta T = T_2 - T_1$
Flux	Courant I	Flux de chaleur Q
Lois	Loi d’Ohm $U = R I$	Loi de Fourier $\Delta T = R_{th} Q$

Tableau III.1 – Tableau comparatif de l’analogie électrique/thermique

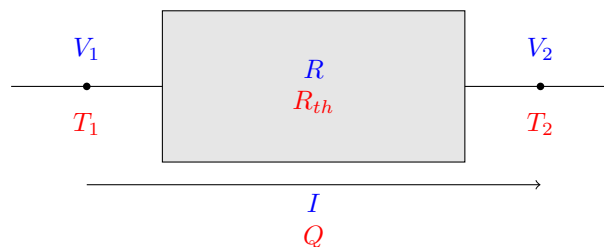


Figure III.1 – Schéma d’annotations d’une résistance électrique/thermique

La valeur de la résistance thermique dépend du type d’échanges qu’elle traduit : convection naturelle ou forcée, conduction ou rayonnement. Les résistances thermiques suivent alors les mêmes lois de composition que les résistances électriques :

1. Ici, les pertes de puissances.

- La résistance équivalente de deux résistances placées en série est la somme de ces deux résistances,

$$R_{th_{eq}} = R_{th_a} + R_{th_b} \quad (III.1)$$

- L'inverse de la résistance équivalente de deux résistances placées en parallèle est la somme des inverses de chacune de ces résistances.

$$\frac{1}{R_{th_{eq}}} = \frac{1}{R_{th_a}} + \frac{1}{R_{th_b}} \quad (III.2)$$

Connaissant cette analogie, il convient ensuite de décomposer le système étudié en éléments supposés isothermes, appelés nœuds du réseau. Ces éléments sont ensuite reliés entre eux au travers des résistances thermiques. Les pertes mécaniques sont injectées sous forme de flux de chaleur au niveau où elles sont produites. Les températures calculées sont les températures de masses des éléments.

Le calcul de l'évolution de ces températures se fait ensuite en appliquant le premier principe de la thermodynamique à chacun des nœuds du réseau. Ce premier principe se traduit par l'égalité entre la variation d'énergie interne de l'élément considéré et la somme des sources de pertes injectées à ce nœud avec l'ensemble des flux de chaleur échangés avec les nœuds voisins. Cette égalité est traduite dans l'équation (III.3).

$$M_i c_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i + \sum_{j=1 \& j \neq i}^n \frac{T_j - T_i}{R_{th}(i, j)} \quad (III.3)$$

Avec,

- M_i la masse de l'élément i (kg),
- c_i la capacité calorifique massique de l'élément i (J/[kg.K]),
- Q_i la puissance thermique injectée à l'élément i (W),
- T_i la température de l'élément i (K),
- $R_{th}(i, j)$ la résistance thermique reliant les éléments i et j (K/W),
- n le nombre de nœuds dans le réseau thermique.

Par ailleurs, cette équation peut être écrite de la façon suivante :

$$M_i c_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i - T_i \sum_{j=1 \& j \neq i}^n \frac{1}{R_{th}(i, j)} + \sum_{j=1 \& j \neq i}^n \frac{T_j}{R_{th}(i, j)} \quad (III.4)$$

En introduisant des termes $S_{th}(i, j)$, comme proposés par Changenet [16], il est possible de réécrire l'équation (III.3) comme :

$$\left\{ \frac{dT}{dt} \right\} = \left[\frac{1}{M c} \right] (\{Q\} - [S_{th}] \{T\}) \quad (III.5)$$

Avec,

- $\left\{ \frac{dT}{dt} \right\}$ le vecteur formé par la dérivée des température,
- $\left[\frac{1}{M c} \right]$ la matrice inverse des inerties thermiques,
- $\{Q\}$ le vecteur des puissances thermiques en chaque nœud,

– $[S_{th}]$ la matrice des termes $S_{th}(i, j)$ tels que :

$$\begin{cases} S_{th}(i, j) = -\frac{1}{R_{th}(i, j)} & \text{si } i \neq j \\ S_{th}(i, j) = \sum_{k=1 \& k \neq i}^n \frac{1}{R_{th}(i, k)} & \text{sinon} \end{cases} \quad (\text{III.6})$$

– $\{T\}$ le vecteur des températures

La résolution de ce système de n équations différentielles revient à un système où la dérivée de chaque température par rapport au temps est fonction des températures et où les conditions initiales sont connues (les températures sont imposées à $t = 0$). Ce problème revient alors un problème de Cauchy, en notant T' la dérivée de la température par rapport au temps :

$$T' = f(t, T(t)) \text{ et } T(t_0) = T_0$$

. Ce problème est résolu numériquement par des méthodes de type Runge-Kutta ou Adams [6].

Un schéma résumant le fonctionnement de l'algorithme de résolution est donné sur la Figure III.2. En un nœud, seule la température ou la puissance thermique injectée est connue². Ainsi les nœuds à température fixe, mais dont les échanges avec leurs voisins ne sont pas connus, sont appelés nœuds limites du réseau. C'est au travers de ces nœuds limites que la chaleur est évacuée du réseau thermique. Physiquement, ces nœuds peuvent être l'environnement extérieur à la transmission ou encore l'injection d'huile.

Dans le cas du régime permanent, le terme $\frac{dT_i}{dt}$ s'annule et l'équation (III.5) devient alors :

$$\{Q\} - [S_{th}] \{T\} = 0 \quad (\text{III.7})$$

Dans le cas où il n'y a qu'un seul nœud limite, le flux de chaleur évacué par ce nœud est comme :

$$Q_1 = -\sum_{j=2}^n Q_j \quad (\text{III.8})$$

Dans ce cas, la résolution se résume à une simple inversion de matrice.

2. La puissance thermique injectée peut être nulle en un nœud.

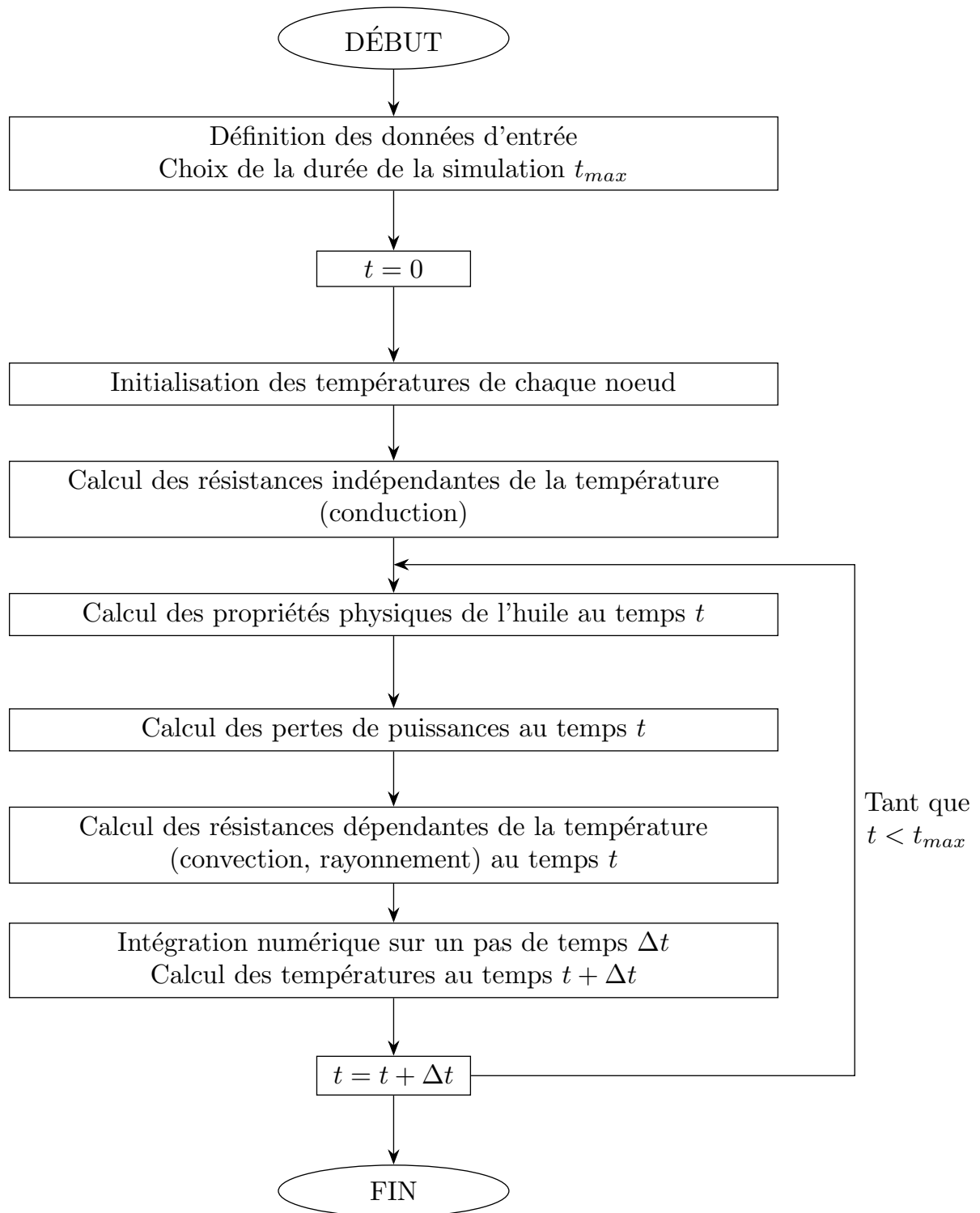


Figure III.2 – Résumé de l’algorithme de résolution d’un réseau thermique pour un temps de simulation de t_{max} et un pas d’intégration Δt

III.3 Réseau thermique du banc industriel BC6

L'application d'une telle méthode à un réducteur industriel a été menée sur le réducteur AVERY de la société Texelis. Cependant, il est aussi nécessaire de prendre en compte le banc d'essais sur lequel le réducteur est monté.

III.3.1 Le réducteur AVERY et le banc BC6

Tout d'abord une présentation complète du réducteur AVERY sera faite, suivie par une description du banc d'essais et des moyens de mesures.

III.3.1.1 Le réducteur industriel AVERY

Le réducteur industriel considéré est un train épicycloïdal à 4 satellites de la société Texelis. Un plan en coupe de ce réducteur est donné sur la Figure III.3. Ce genre de réducteur a été conçu pour transmettre de forts couples (jusqu'à 2100 N.m de couple résistant en sortie) pour des vitesses de rotation modérées (jusqu'à 2000 tr/min en entrée).

Ce réducteur présente un fonctionnement particulier puisque les carters sont mobiles. Les seules pièces fixes du système sont la fusée (en bleu sur la Figure III.3) ainsi que le porte-couronne sur lequel est montée la couronne (en jaune sur la Figure III.3). L'entraînement se fait par un moteur électrique sur l'arbre d'entrée maintenu droit par un roulement à aiguilles entre lui et la fusée. L'arbre d'entrée est lié au solaire par une cannelure. Le solaire³ entraîne ensuite les satellites. Les satellites sont montés sur une paire de roulements à rouleaux. La couronne étant fixe, portée par le porte-couronne fixé sur la fusée immobile, le porte-satellite se met alors en mouvement. Le porte-satellite est, quant à lui, accroché par des boulons au porte-moyeu qui entre en rotation. Le porte-moyeu est porté par deux roulements coniques dont la bague intérieure est collée sur la fusée. Le bain d'huile est principalement délimité par le porte-moyeu, la face verticale du porte-satellite ainsi que les deux joints au niveau de la fusée et du roulement à aiguilles. Dans la suite, il est considéré que la majorité du bain d'huile est situé entre la face verticale du porte-satellite, le porte-moyeu et le premier roulement conique. Ces deux roulements sont pré-contraints par une cale poussant sur les bagues intérieures. Dans la suite du manuscrit, le roulement le plus proche du bain d'huile est nommé *Roulement S1* et l'autre *Roulement S2*.

Toutes les dents de ce réducteur sont droites et leurs caractéristiques géométriques sont données dans le Tableau III.2. Le rapport de réduction totale de ce réducteur est de 5,36.

	Solaire	Satellite	Couronne
Module (mm)	2,75		
Angle de pression (°)	22,5		
Entraxe (mm)	70		
Nombre de dents (-)	83	19	32
Diamètre primitif (mm)	228,25	52,25	88

Tableau III.2 – Caractéristiques géométriques des dents du réducteur AVERY

3. Parfois aussi appelé planétaire.

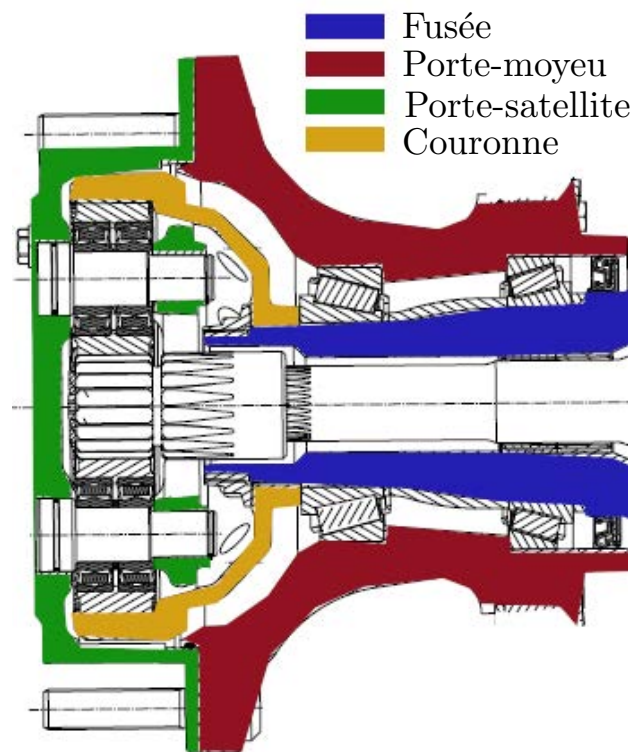


Figure III.3 – Description du réducteur AVERY

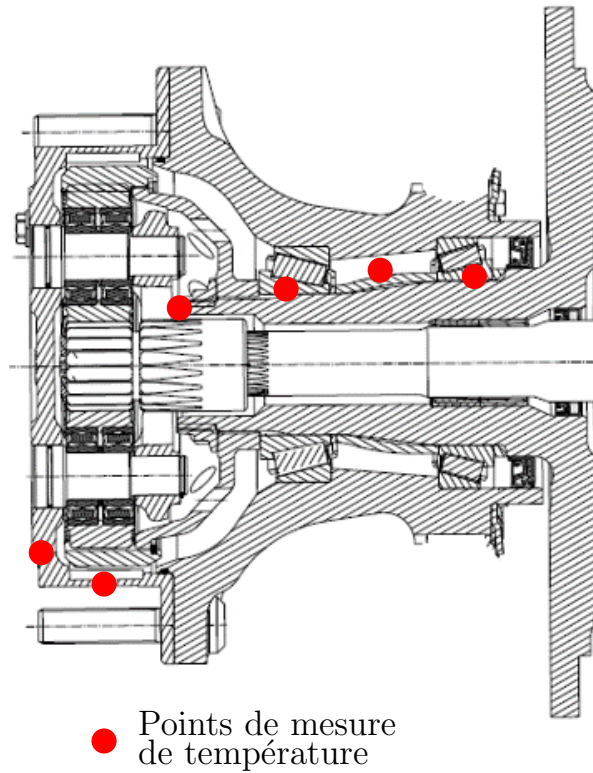


Figure III.4 – Plan en coupe du réducteur AVERY et positions des capteurs de température

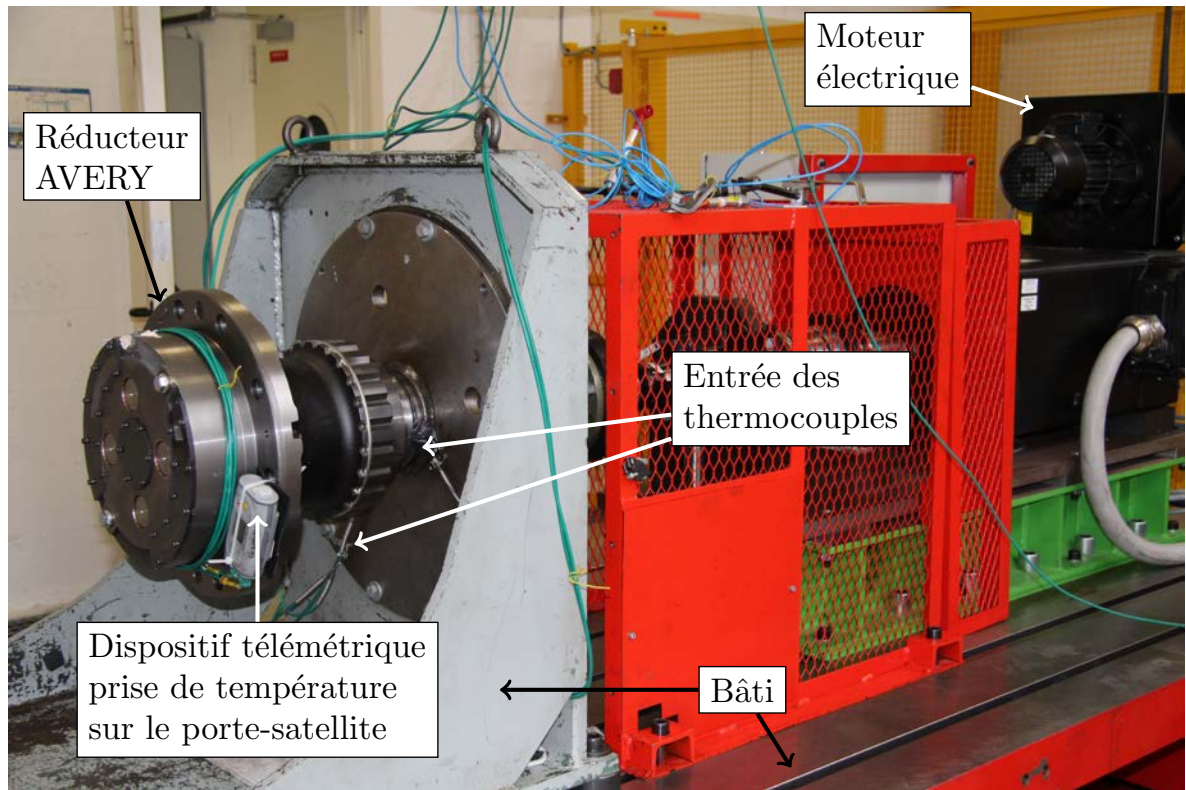
III.3.1.2 Le banc de fonctionnement à vide BC6

Ce réducteur a été monté sur un banc d'essais nommé BC6 dont une photo du montage complet est donnée sur la Figure III.5a. Ce banc comprend le réducteur entraîné par un moteur électrique. Un accouplement limiteur de couple a été ajouté pour prévenir tout dysfonctionnement moteur sur le réducteur. La vitesse de rotation du moteur est commandée et mesurée et le couple résistant sur l'arbre d'entrée est mesuré à l'aide d'un couplemètre (plage de mesure $[0 - 2]$ kN, précision de 0,1 %). Ce montage est montré sur la Figure III.5b. Plusieurs prises de température sont effectuées à l'aide de thermocouples type K, les positions exactes de ceux-ci sont reportées par des points rouges sur la Figure III.4 :

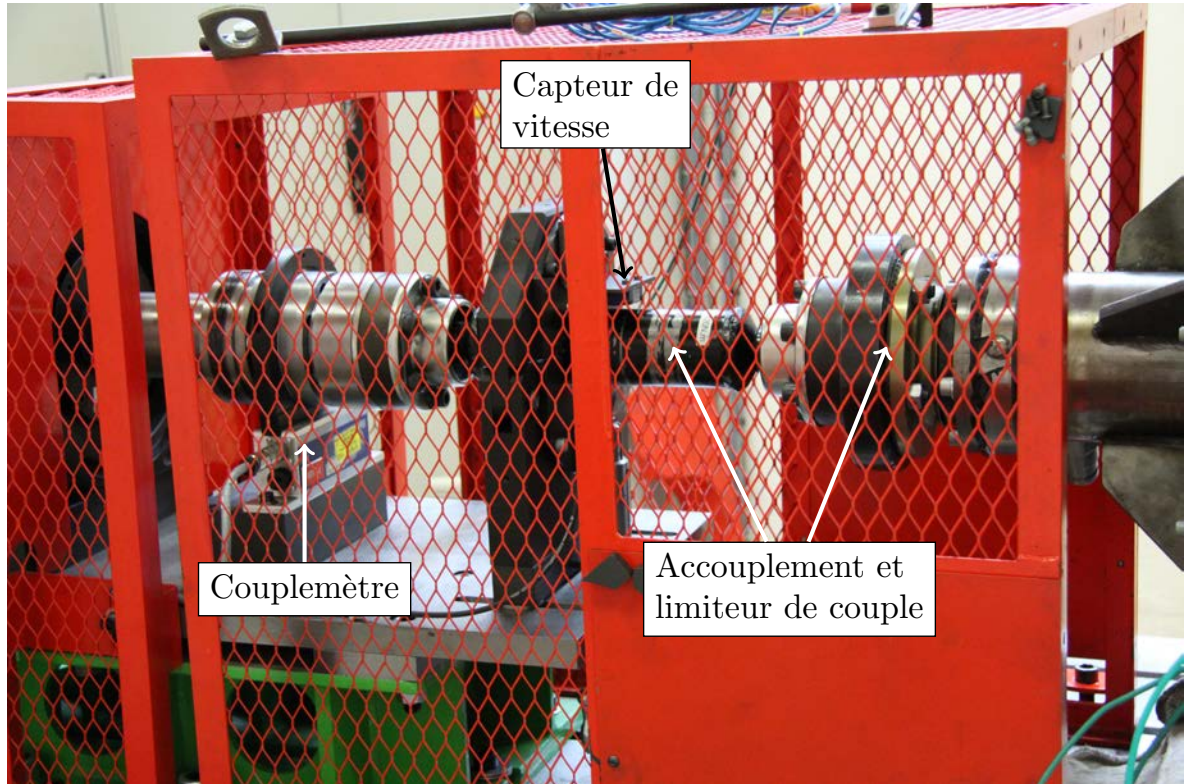
- Les prises de températures sur le porte-satellite sont faites grâce à un dispositif de mesure télémétrique par *Bluetooth*. Ce dispositif est accroché au porte-satellite mobile. Les deux thermocouples sont, quant à eux, collés.
- Les thermocouples donnant les températures des bagues intérieures, de la zone interroulement et du bain sont amenés au travers d'un conduit percé spécialement dans la fusée.

Durant tous les essais, la température ambiante de la cellule d'essais est mesurée. La face avant du porte-satellite a été modifiée pour pouvoir observer le flux à l'intérieur du réducteur, comme illustré sur la Figure III.6.

Il est important de noter que ce banc ne permet de charger le réducteur et celui-ci fonctionne donc sans charges (par convention, il sera noté dans les développements qui suivent "fonctionnement à vide" pour désigner ce fonctionnement sans charges. Cette appellation ne fait nullement référence à une quelconque absence du bain d'huile). Ce fonctionnement permet d'observer uniquement les pertes indépendantes de la charge dans le réducteur et notamment les pertes par barbotage et au sein des différents roulements.



(a) Vue globale



(b) Vue de l'arbre d'entrée

Figure III.5 – Photos du banc d'essais BC6

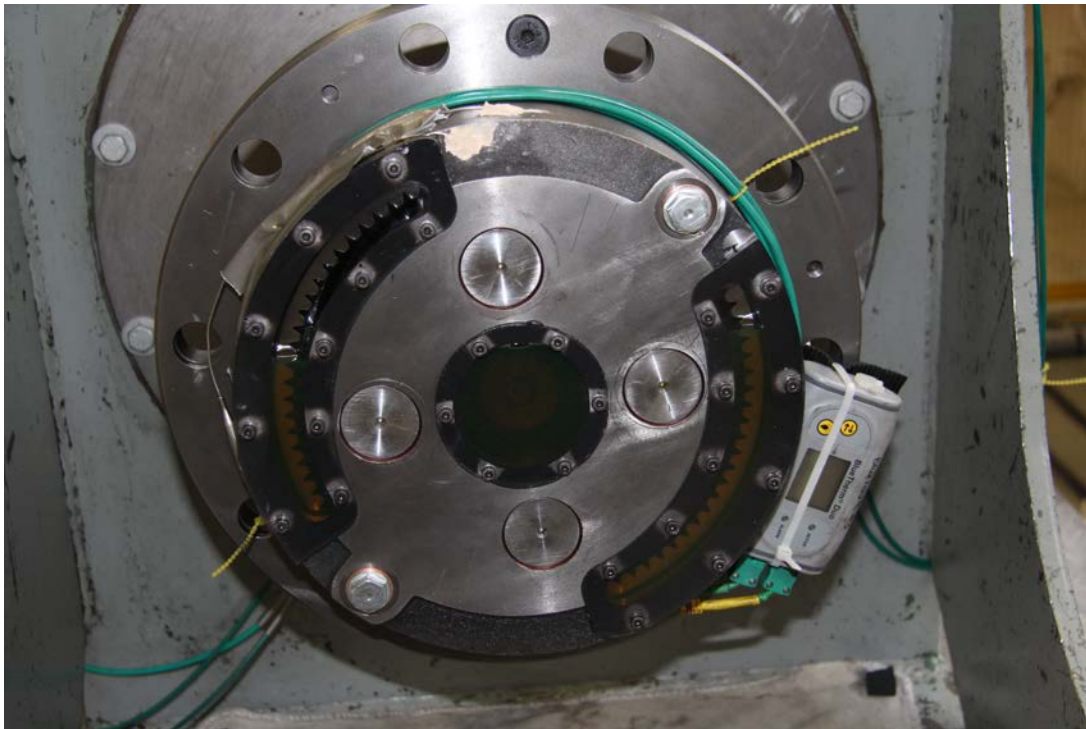


Figure III.6 – Vue de face du porte-satellite ajouré

III.3.2 Le réseau thermique du banc BC6

Cette section a pour but de présenter le réseau thermique relatif au banc BC6 sur lequel est monté le réducteur AVERY. Les différentes résistances sont expliquées, ainsi que les hypothèses associées.

III.3.2.1 Schéma et nœuds

Un schéma du réseau thermique complet du banc BC6 est donné sur la Figure III.8 ainsi qu'une liste des nœuds dans le Tableau III.3. Par extension, tous les éléments portant l'appellation $S1$ ou $S2$ se trouvent au niveau du roulement $S1$ ou $S2$.

Le système a été décomposé en 29 éléments. Le bain d'huile est considéré comme un seul nœud isotherme vu le brassage qu'il subit. Les carters ont été décomposés en plusieurs éléments pour tenir compte des gradients de températures éventuels :

- Le porte-moyeu (éléments 3 et 7) a été décomposé en deux éléments pour tenir compte de la présence des deux roulements coniques. En effet, ces deux roulements étant sources de chaleur (à cause des pertes hydrodynamiques et de la pré-charge axiale qui leur est appliquée), la création d'un gradient au travers du porte-moyeu entre les roulements $S1$ et $S2$ est possible. Les deux éléments composant le porte-moyeu sont alors reliés par une résistance de conduction axiale. La longueur de conduction est prise égale à la distance séparant les deux bagues extérieures des roulements $S1$ et $S2$.
- La fusée (éléments 4 et 5), comme le porte-moyeu, a été décomposée en deux éléments pour les mêmes raisons que le porte-moyeu : un gradient de température sur la fusée, entre les bagues intérieures des roulements $S1$ et $S2$, est possible. Par ailleurs, la présence d'une ailette imposante (schématisée sur la Figure III.9) en sortie de la fusée et le bain d'huile à l'autre extrémité imposent un échange de chaleur

avec l'environnement et une source de chaleur tels qu'il est difficile de considérer la fusée entière comme isotherme. Une résistance de conduction est alors placée avec une longueur de conduction égale à la distance entre les deux bagues intérieures des deux roulements S1 et S2.

- L'arbre d'entrée est, quant à lui, décomposé en trois éléments (éléments 15, 16 et 17). D'une part, l'arbre d'entrée et le solaire sont liés par une cannelure, il est donc nécessaire de considérer un élément (ici le 17) comme étant en contact avec le solaire. D'autre part, un roulement à aiguilles est aussi source de chaleur à l'autre extrémité de cet arbre (au niveau de l'élément 16). L'élément 15 est, par ailleurs, créé pour prendre en compte la possibilité d'un gradient de température le long de l'arbre d'entrée. Un schéma représentatif de ces 3 nœuds est donné sur la Figure III.7, page 78.
- Le porte-satellite comporte, lui aussi, deux éléments (éléments 18 et 19). Cette décomposition est relativement évidente car une partie du porte-satellite repose directement et entièrement dans le bain d'huile tandis qu'une autre donne directement sur l'extérieur. Le gradient de température se fait donc dans l'épaisseur de la partie externe du porte-satellite vers sa partie interne.

Numéro	Nom du nœud
1	Environnement (air ambiant)
2	Bain d'huile
3	Porte-moyeu S1
4	Fusée S1
5	Fusée S2
6	Porte-couronne
7	Porte-moyeu S2
8	Roulement S1
9	Roulement S2
10, 11, 12, 13	Roulements des satellites
14	Roulement à aiguilles
15	Arbre d'entrée S1
16	Arbre d'entrée S2
17	Arbre d'entrée solaire
18	Porte-satellite (partie interne)
19	Porte-satellite (partie externe)
20, 21, 22, 23	Arbres des satellites
24	Solaire
25, 26, 27, 28	Satellites
29	Couronne

Tableau III.3 – Liste des nœuds du réseau thermique du banc BC6

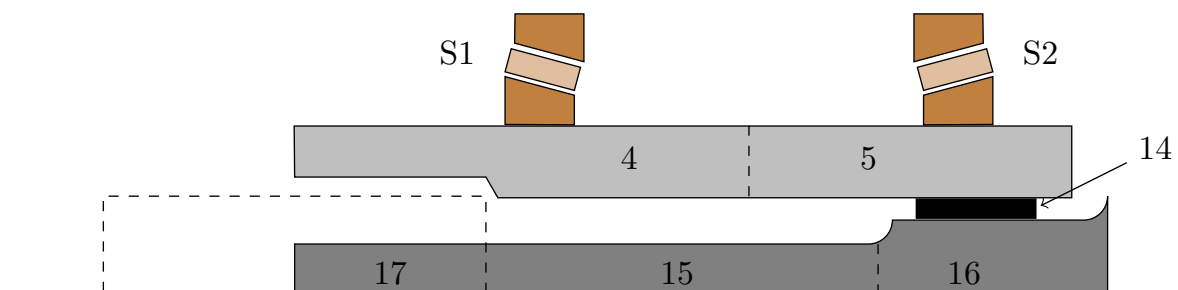


Figure III.7 – Schéma de la disposition des nœuds au niveau de l'arbre d'entrée et de la fusée

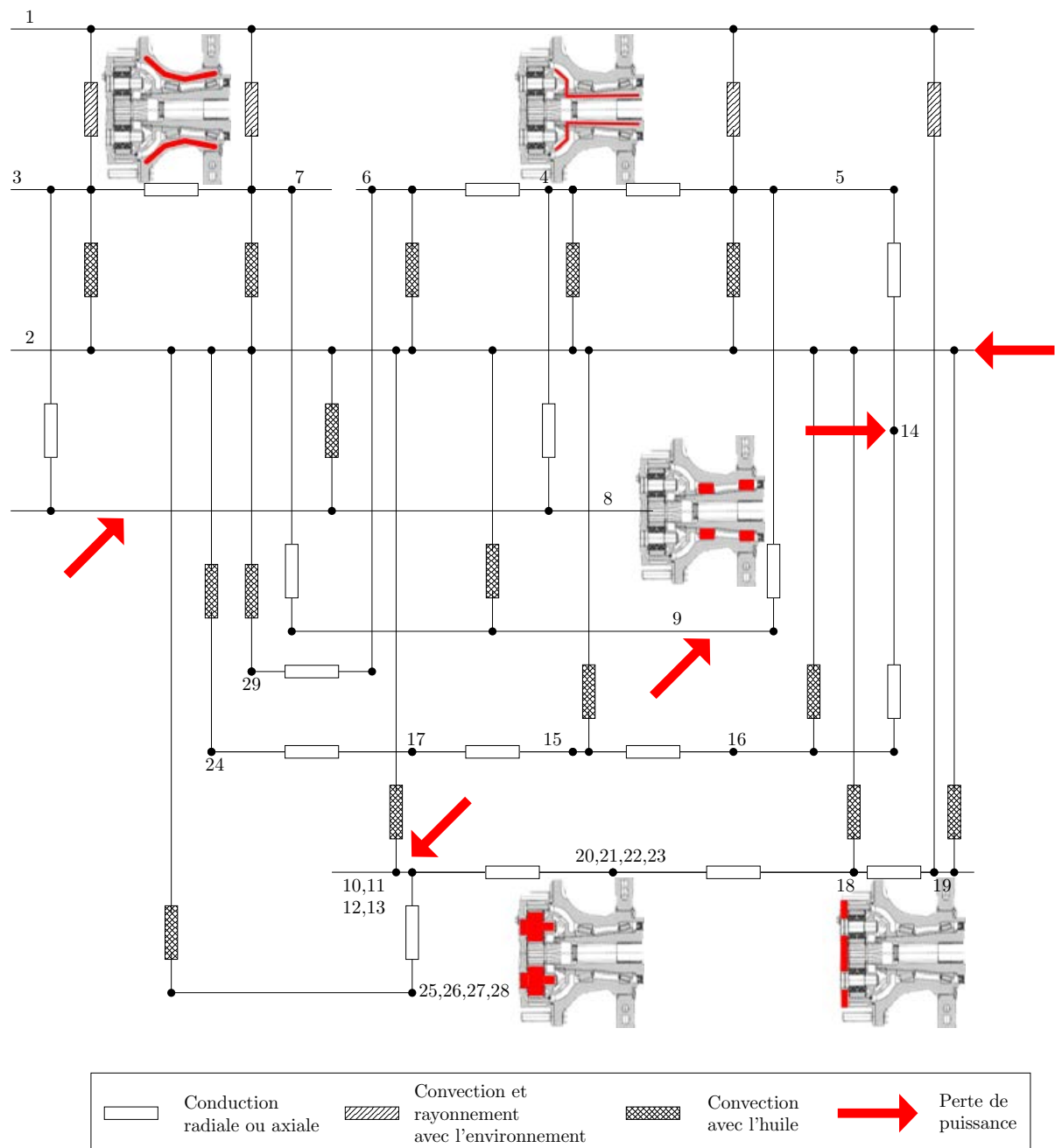


Figure III.8 – Schéma du réseau thermique du réducteur AVERY monté sur le banc BC6

III.3.2.2 Pertes de puissance au sein du réseau thermique

Au sein du réseau thermique, différentes sources de chaleur doivent être ajoutées. Celles-ci correspondent aux pertes de puissance au sein du réducteur. Les sources de pertes ont été énumérées dans le chapitre I ainsi que les différents modèles de prédiction de la littérature. A ces modèles s'ajoutent ceux développés dans le chapitre II pour les pertes par barbotage.

Les sources de pertes sont ajoutées à des nœuds spécifiques du circuit correspondant à la nature de la perte en question :

- Les pertes au sein des roulements : celles-ci sont injectées sur les nœuds 8 et 9 (roulements coniques), 14 (roulement à aiguilles), 10, 11, 12 et 13 (roulements des satellites). Le calcul se fait grâce aux formules de Harris [34], présentées dans le chapitre I.
- Les pertes par traînée : celles-ci sont injectées directement sur le nœud 2 (bain d'huile) et calculées par les formules développées dans le chapitre II.
- Les pertes par piégeage : elles sont ajoutées également sur le nœud 2 (bain d'huile). Le calcul se fait par la formule de Mauz [55], présentée dans le chapitre I.

Deux joints sont présents dans le système pour assurer l'étanchéité : entre la fusée et le porte-moyeu et entre l'arbre d'entrée et la fusée. Les pertes aux joints ne sont ici, pourtant, pas prises en compte pour plusieurs raisons :

- En se basant sur des formules classiques de calcul de la perte de puissance dans des joints d'étanchéité d'arbre [1], la valeur de perte totale n'excède pas la dizaine de watts. Ceci s'explique par la faible vitesse du porte-moyeu sur lequel l'un des joints est monté et le faible diamètre de celui monté sur l'arbre d'entrée.
- Par ailleurs, ces deux joints sont proches des frontières du système considéré. Cela implique que ces deux sources de chaleur doivent être conséquentes pour avoir un impact sur la thermique du réducteur et des éléments tournants. Ici, ce n'est pas le cas comme évoqué au dessus.

III.3.2.3 Résistances thermiques et échange de chaleur

Les différentes formules pour calculer les résistances thermiques du réseau sont détaillées dans l'Annexe B.

III.3.2.3.1 Les échanges avec l'environnement

Les échanges avec l'environnement sont primordiaux pour évacuer la chaleur du réducteur. Deux types d'échanges ont lieu simultanément : un échange par rayonnement de chaleur ainsi qu'un échange convectif. Ces échanges convectifs peuvent être de deux types :

- Convection naturelle : c'est le cas lorsque le réducteur est à l'arrêt. Il a été calculé que la quantité d'énergie évacuée par convection est alors du même ordre de grandeur que celle évacuée par rayonnement.
- Convection forcée : c'est, cette fois-ci, le cas lorsque le réducteur tourne (ici le carter est le porte-moyeu qui est mis en mouvement par le porte-satellite). En revanche, dans ce cas, la quantité d'énergie évacuée est bien plus importante que celle évacuée par rayonnement.

Ces deux échanges sont en parallèles, la résistance totale, notée R_1 se calcule donc grâce à la formule de composition de l'équation (III.2) :

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_{ray}} + \frac{1}{R_{conv}} \quad (III.9)$$

Les résistances du réseau de ce type sont les résistances $R(1, 3)$, $R(1, 5)$, $R(1, 7)$ et $R(1, 19)$.

Les résistances de rayonnement sont basées sur une linéarisation de la loi de Stefan-Boltzmann. Il a été démontré [37] alors que la résistance de rayonnement pouvait être calculée selon l'équation (III.10).

$$R_{ray} = \frac{1}{h_{ray} S} \quad (III.10)$$

Avec,

- S la surface d'échange de la paroi du carter (m^2),
- h_{ray} le coefficient d'échange par rayonnement ($W/[m^2.K]$), calculé comme :

$$h_{ray} = \epsilon \sigma (T_c^2 + T_{air}^2) (T_c + T_{air}) \quad (III.11)$$

Avec,

- ϵ l'émissivité du matériau de la paroi de carter (-),
- σ la constante de Stefan-Boltzmann ($= 5,67 \times 10^{-8} W/[m^2.K^4]$),
- T_c la température de la paroi du carter (K),
- T_{air} la température des parois du local avec lesquelles les carters échangent par rayonnement, qui sont supposées à la température de l'air ambiant (K)

En parallèle, la quantité de chaleur échangée par convection (naturelle comme forcée) peut être quantifiée au travers de la loi de Newton, rapportée dans l'équation (III.12).

$$Q = h_{conv} S \Delta T \quad (III.12)$$

Avec,

- h_{conv} le coefficient d'échange convectif ($W/[m^2.K]$),
- S la surface d'échange de la paroi de carter⁴ (m^2),
- ΔT l'écart de température entre la paroi et le fluide (K)

En reprenant la relation énoncée dans le Tableau III.1, il est aisé d'en déduire l'expression de la résistance thermique de convection, rapportée dans l'équation (III.13)⁵.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} S} \quad (III.13)$$

Une fois cette relation établie, l'estimation de l'échange convectif se fait en calculant le nombre adimensionnel de Nusselt Nu , représentant le rapport entre les transferts thermiques convectifs et conductifs dans le fluide. L'expression de la résistance prend alors la forme de l'équation (III.14).

4. On considère qu'elle est la même dans le cas du rayonnement et de la convection.

5. Il est d'ailleurs intéressant de relever que la forme de cette résistance est très similaire à celle de la résistance de rayonnement, bien que les phénomènes soient indépendants.

$$R_{th} = \frac{L}{Nu k S} \quad (\text{III.14})$$

Avec,

- Nu le nombre adimensionnel de Nusselt (-),
- L la grandeur caractéristique de l'échange convectif (m),
- k la conductivité thermique du fluide (W/[m.K])

Ainsi, il est possible d'estimer la résistance thermique pour tout type d'échange convectif entre un solide et un fluide : seule l'expression du nombre de Nusselt diffèrera selon la géométrie de la paroi, le type d'écoulement (convection naturelle ou forcée) et le type de fluide en jeu (liquide ou gaz).

Les éléments 3 et 7 du réseau ayant des formes cylindriques, l'échange convectif est modélisé par des lois empiriques d'échange entre un cylindre horizontal en rotation et de l'air [16]. Les formules utilisées pour estimer les nombres de Nusselt correspondants sont données dans la partie B.1.2 de l'Annexe B. L'élément 19 présente, lui aussi, une forme cylindrique suivie d'une plaque verticale en rotation dans l'air. Pour tous ces éléments, il sera important de distinguer le cas où le réducteur est en rotation, on utilisera alors une résistance de convection forcée, et où le réducteur est à l'arrêt, dans ce cas une expression de convection naturelle est utilisée.

Ainsi, les résistances $R(1, 3)$, $R(1, 7)$ et $R(1, 19)$ peuvent être calculées.

Le cas de l'élément 5 est plus complexe car l'échange n'est pas directement convectif comme pour les cas précédents. Il s'agit d'une conduction d'abord au travers de la fusée puis au travers du disque de montage, comme illustré sur le schéma III.9. Pour modéliser ce phénomène, une résistance d'ailette est utilisée pour relier l'élément 5, sa formule est donnée dans l'équation (III.15). Comme dans le cas des éléments 3, 7 et 19, on distinguera le cas où le réducteur est en rotation ou non (convection forcée ou naturelle respectivement).

$$R_{conv \ ailette} = \frac{1}{(h_{conv} + h_{ray}) \eta_{ail} S} \quad (\text{III.15})$$

Avec,

- h_{conv} le coefficient d'échange par convection de l'ailette (W/[m².K]). Etant une paroi verticale, une loi d'échange entre l'air et une paroi verticale est utilisée [37],
- h_{ray} le coefficient d'échange par rayonnement comme calculé par l'équation (III.11) (W/[m².K]),
- S la surface totale d'échange de l'ailette (m²),
- η_{ail} l'efficacité de l'ailette (-)

La modélisation de l'ailette passe donc par le calcul de son efficacité. Ici l'ailette possède une forme de disque, seulement aucune formule analytique ne donne un calcul explicite de l'efficacité d'une ailette qui n'est pas droite. Dans ce cas, il est possible d'utiliser des abaques [37] permettant de trouver l'efficacité de l'ailette en fonction d'un certain nombre de facteurs donnés dans l'équation (III.16).

$$\eta_{ail} = f \left(L_c^{3/2} \sqrt{\frac{h_{conv}}{k A_m}} \right) \quad (\text{III.16})$$

Avec,

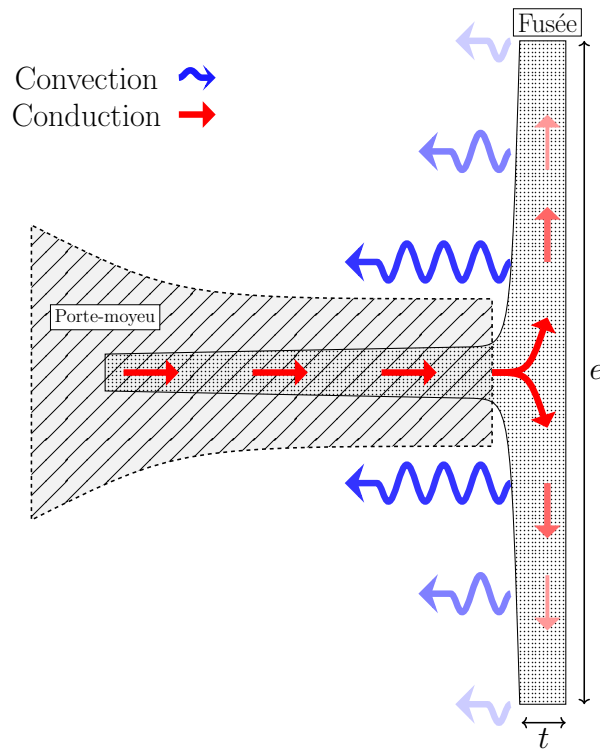


Figure III.9 – Schéma illustrant le phénomène d'ailette appliqué au réducteur AVERY monté sur le banc BC6

- k la conductivité thermique du matériau constituant l'ailette ($\text{W}/[\text{m}^2 \cdot \text{K}]$),
- h_{conv} le coefficient de convection associé à l'échange entre le carter et l'air ($\text{W}/[\text{m}^2 \cdot \text{K}]$),
- A_m la surface profilée de l'ailette comme schématisée Figure III.10 (m^2),
- L_c la longueur corrigée de l'ailette comme schématisée Figure III.10 (m)

Une fois ces paramètres connus, il faut se reporter à l'abaque tracé sur la Figure III.11, tiré de Holman [37]. Celui-ci donne la dépendance de l'efficacité de l'ailette en fonction du facteur $L_c^{3/2} \sqrt{\frac{h}{k A_m}}$ et du rapport $\frac{r_{2c}}{r_1}$. Lorsque ce rapport n'est pas entier, une régression linéaire est faite entre les deux entiers proches. Dans le cas étudié ici, ce rapport est égal à $\frac{r_{2c}}{r_1} = 2,3$. Il est alors possible de déduire l'efficacité de l'ailette au fur et à mesure de la simulation et ainsi calculer la résistance thermique d'échange entre l'ailette et l'environnement. Grâce à cette modélisation, la résistance $R(1, 5)$ est calculée.

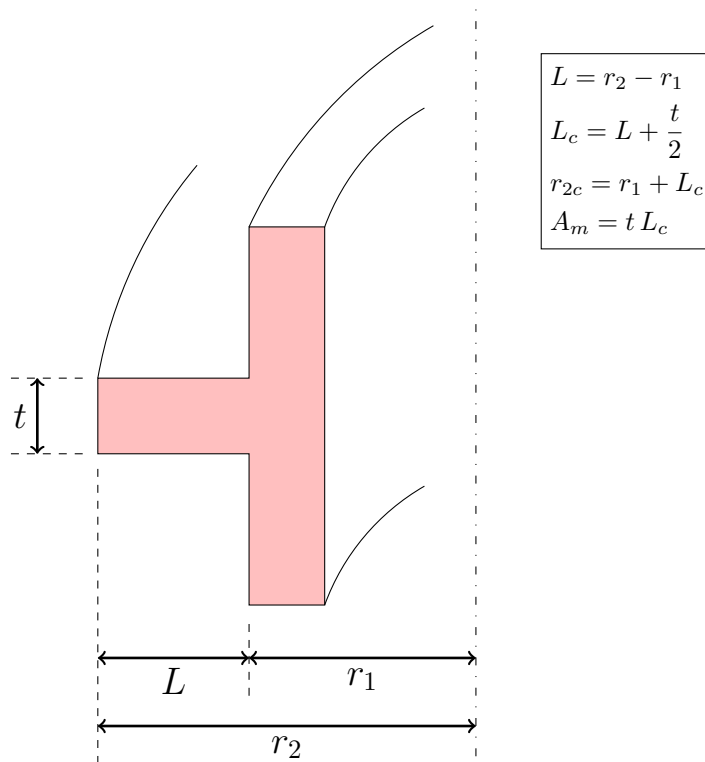


Figure III.10 – Schéma d’annotation de l’équation (III.16)

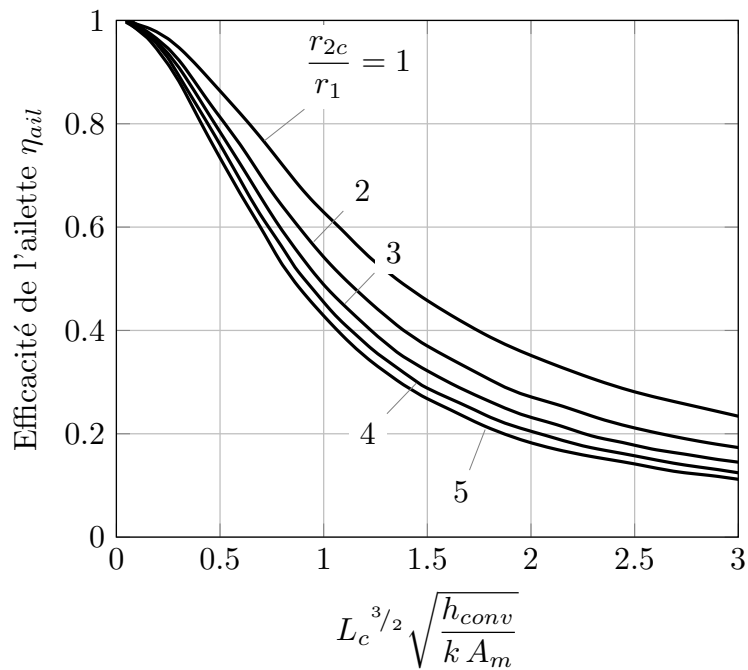


Figure III.11 – Abaque permettant de trouver l’efficacité d’une ailette cylindrique, tiré de Holman [37]

III.3.2.3.2 Les échanges par conduction au sein du réducteur

Pour traduire la diffusion de chaleur au sein des solides, des résistances de conduction sont utilisées au sein du réseau.

Lorsque le flux de chaleur traverse une section constante, comme dans le cas de l'échange entre 3 et 7 ou bien entre 15, 16 et 17, une résistance de conduction axiale est appliquée. De même, son expression est développée dans la partie B.3 de l'Annexe B. Elle n'implique ici pas d'échanges en parallèle ou en série et s'écrit donc simplement comme :

$$R_2 = R_{cond\ axiale} \quad (III.17)$$

Il est alors possible de calculer les résistances $R(4, 6)$, $R(4, 5)$, $R(3, 7)$, $R(6, 29)$, $R(15, 16)$, $R(15, 17)$, $R(17, 24)$ et $R(18, 19)$.

Les résistances sont, par ailleurs, importantes pour traduire la diffusion de la chaleur au travers des bagues intérieures et extérieures. Pour cela, des résistances de conduction radiale [16] sont utilisées, détaillées dans la partie B.3 de l'Annexe B. En revanche, dans le cas des bagues des roulements, elles ne sont pas seules. En effet, le flux de chaleur traverse, d'abord la bague, puis, à la fois des contacts métal-métal mais aussi des fines lames d'air qui séparent les surfaces. Une résistance particulière dite de contact est alors utilisée [16, 37]. Cette résistance s'ajoute alors en série avec la résistance de conduction radiale évoquée précédemment en utilisant la loi de composition donnée dans l'équation (III.1) :

$$R_3 = R_{contact} + R_{cond\ radiale} \quad (III.18)$$

Ainsi, il est possible de calculer les résistances $R(3, 8)$, $R(4, 8)$, $R(7, 9)$, $R(5, 9)$, $R(10, 25)$, $R(10, 20)$, $R(11, 26)$, $R(11, 21)$, $R(12, 27)$, $R(12, 22)$, $R(13, 28)$, $R(13, 23)$, $R(14, 5)$, $R(14, 16)$, $R(18, 20)$, $R(18, 21)$, $R(18, 22)$ et $R(18, 23)$.

III.3.2.3.3 Les échanges dans l'huile

La lubrification par barbotage impose de prendre en compte les échanges de chaleur dans l'huile par convection des éléments tournants. Cependant, comme évoqué dans la section II.3.2, la formation ou non de l'anneau d'huile implique que tous les éléments ne baignent pas de la même façon dans le bain d'huile. Ainsi, comme dans le cas de la perte par barbotage, il est nécessaire de considérer deux cas : le cas où l'anneau d'huile est formé et celui où il ne l'est pas.

Quel que soit le statut de l'anneau, les éléments tournants sont modélisés comme des cylindres en rotation dans l'huile. Dans le cas des roues dentées, deux surfaces d'échange sont dissociées : la périphérie et le flanc des cylindres. A noter que dans le cas de la couronne, qui est immobile ici, celle-ci est traitée comme les autres dentures. Il est considéré que, localement, le mouvement de rotation des satellites met en mouvement l'huile et permet un échange par convection forcée entre la couronne et l'huile. Les lois empiriques caractérisant ces échanges sont données dans la partie B.2 de l'Annexe B. Il reste, cependant, à caractériser la surface d'échange de chacun des éléments.

Par ailleurs, un autre échange existe entre les pignons et l'huile. Il a lieu lors de la projection du film d'huile déposé en surface des dents par effets centrifuges. Ainsi, une partie de la chaleur de la roue est captée par ce film d'huile qui est ensuite évacué dans le bain. Une photo de ce phénomène, tirée de [16], est donnée sur la Figure III.12. Ce

phénomène de transfert de chaleur a été mis en évidence par Blok [10]. Le calcul détaillé de cette résistance est développée dans la partie B.2 de l'Annexe B. Ces résistances sont ajoutées en parallèle des résistances de convection présentées plus tôt.

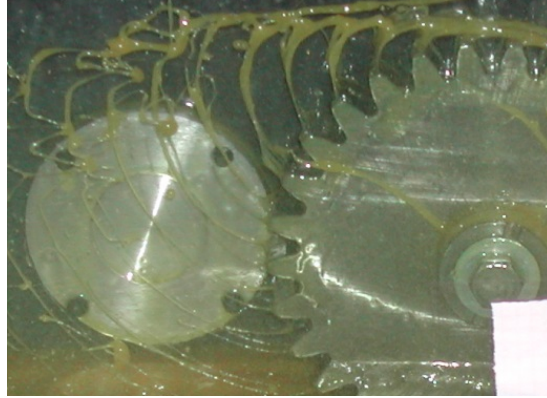


Figure III.12 – Photo illustrant le phénomène de projection d'une roue, tirée de Changenet [16]

Pour les pignons du réducteur, il est donc possible de calculer les résistances thermiques en utilisant la composition en parallèle (III.2) :

$$\frac{1}{R_4} = \frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{proj}} \quad (\text{III.19})$$

Avec,

$$\frac{1}{R_{conv}} = \frac{1}{R_{conv\ periph\ erie}} + \frac{1}{R_{conv\ flanc}} \quad (\text{III.20})$$

Cas où l'anneau est formé

Dans ce cas, l'anneau est considéré comme complètement formé. Comme dans la section II.3.2, l'épaisseur d'anneau d'huile est calculée et la surface mouillée de chacun des éléments peut être déduite :

- Comme évoqué plus haut, la couronne est considérée comme entièrement immergée dans l'huile. La vitesse de rotation des satellites est utilisée pour caractériser la convection forcée entre la couronne et l'huile. Cependant, le phénomène de projection n'existe pas puisque la couronne est immobile.
- Le solaire ayant un diamètre primitif bien inférieur à celui des satellites, l'anneau d'huile l'atteint difficilement. Ainsi, le seul échange entre le solaire et l'huile est la projection d'huile. L'angle de projection retenu est un angle réduit permettant de traduire le fait que l'huile projetée par les satellites arrive directement sur lui.
- Concernant le porte-satellite, celui-ci est divisé en deux éléments : la partie interne et externe. Le calcul de la surface immergée de la partie externe se fait de manière simple :
 - Le disque de la partie externe échange au travers de la surface formée par l'anneau d'huile :

$$S_{echange}^{flanc} = \pi \left[R_{PS}^{ext2} - \left(R_{PS}^{ext} - h \right)^2 \right] \quad (\text{III.21})$$

Avec, h l'épaisseur de l'anneau.

- la périphérie de la partie externe est considérée, comme la couronne, complètement immergée. Alors :

$$S_{\text{échange}}^{\text{periph}} = 2\pi R_{PS}^{\text{ext}} l_{PS}^{\text{ext}} \quad (\text{III.22})$$

Avec, l_{PS}^{ext} la longueur de la partie cylindrique de la partie externe.

Pour ce qui est de la partie interne (correspondante à la partie verte à l'intérieur du réducteur sur la Figure III.3), elle est considérée comme complètement immergée dans l'huile quel que soit l'épaisseur de l'anneau. Cette hypothèse, simplificatrice, découle directement de sa géométrie et ses petites dimensions : la prise en compte de l'épaisseur de l'anneau d'huile fait varier une valeur de surface d'échange déjà faible vis-à-vis des autres surfaces d'échanges de l'huile. Il n'a donc pas semblé nécessaire de rajouter cette complexité pour modéliser correctement l'ensemble du système.

- Pour les satellites, la surface immergée du flanc et de la périphérie est calculée grâce à la même équation (II.13) que pour la perte par barbotage. Quant aux échanges par projection, l'angle est donné par le demi-arc non immergé du satellite (comme illustré sur la Figure III.13).

Cas où l'anneau n'est pas formé

Dans ce cas, comme pour le cas du barbotage, l'analyse n'est pas aussi simple que lorsque l'anneau est formé. Plusieurs problèmes se posent :

- La forme du bain d'huile est difficilement prédictible, comme évoqué dans la section II.3.3.
- Les satellites ne sont pas constamment immergés dans le bain d'huile.

L'hypothèse qui a été émise alors est de considérer les échanges comme si le bain d'huile n'était pas déformé sauf pour le cas de la projection où tout est calculé comme si l'anneau d'huile existait (un anneau très fin). Cette dernière hypothèse découle du fait que les satellites ne sont que périodiquement immergés, il est donc nécessaire de prendre en compte que les satellites projettent une grande quantité d'huile sur une certaine période de temps avant de ne plus en projeter du tout. Cette solution a semblé un bon compromis.

La modélisation se fait alors comme suit :

- La couronne est considérée partiellement immergée selon la forme du bain d'huile statique.
- De même, pour le porte-satellite :
 - Sa partie externe échange avec le bain d'huile avec une surface d'échange calculée à partir du bain d'huile statique. Sa partie verticale échange donc avec un segment de disque, la surface d'échange peut donc se calculer comme :

$$S_{\text{échange}}^{PS \text{ vert}} = \left(\delta - \frac{1}{2} \sin \delta \right) R_{PS}^{\text{ext}2} \quad (\text{III.23})$$

Avec,

$$\delta = 2 \arccos \left(1 - \frac{h_{\text{stat}}}{R_{PS}^{\text{ext}}} \right) \quad (\text{III.24})$$

- Sa partie interne est, quant à elle et comme dans le cas où l'anneau est formé, considérée comme complètement immergée pour les mêmes raisons que lorsque l'anneau est formé.

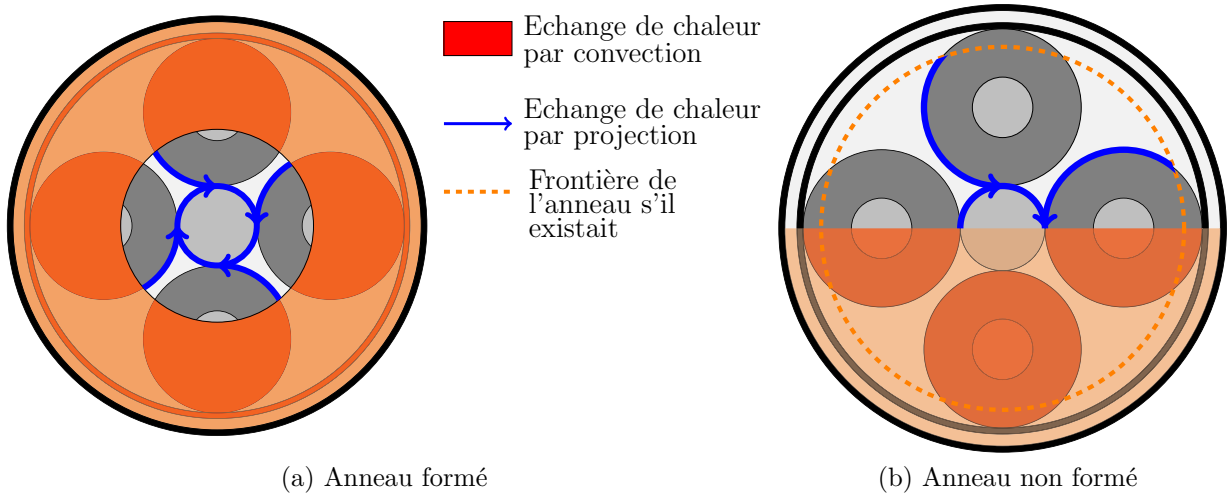


Figure III.13 – Schéma récapitulatif des échanges des pignons avec l’huile selon la formation ou non de l’anneau

- Ainsi, pour modéliser les échanges convectifs entre les satellites et le bain d’huile, il est nécessaire de considérer un nombre de satellites immergés moyen. Une façon de calculer ce nombre a déjà été donné dans la section II.3.3, cependant ici il est difficile d’observer de manière précise la déformation du bain. Ainsi, le nombre moyen de satellites immergés est calculé à partir, encore une fois, de la forme du bain d’huile non déformé. Il est possible d’écrire, en prenant λ' le nombre moyen de satellites immergés :

$$S_{sat}^{moyenne} = \frac{S_{sat}^{totale}}{\lambda'}$$

Avec S_{sat}^{totale} , la surface d’échange d’un satellite totalement immergé.

Par cette méthode, il est possible de calculer les résistances $R(2, 24)$, $R(2, 25)$, $R(2, 26)$, $R(2, 27)$, $R(2, 28)$ et $R(2, 29)$.

Les autres éléments échangeant avec le bain d’huile

Certains autres éléments tournants échangent aussi avec l’huile. Parmi ces éléments, on trouve tous les roulements des satellites (nœuds 10, 11, 12, 13) ainsi que les deux roulements coniques (nœuds 8 et 9). Ces échanges sont d’autant plus importants que ces éléments sont sources de chaleur. Bien que la majeure partie de la chaleur des roulements soit évacuée par conduction au travers des bagues dans les arbres et le carter, il est nécessaire de prendre en compte les échanges convectifs de ceux-ci avec l’huile lorsqu’ils sont immergés. On utilise dans ce cas une résistance thermique prenant en compte les éléments roulants et la géométrie particulière des roulements [16]. Cette formule est développée dans la partie B.2 de l’Annexe B. Alors la résistance thermique vaut simplement :

$$R_5 = R_{conv\ roulement} \tag{III.25}$$

Il est donc possible de calculer les résistances $R(2, 8)$, $R(2, 9)$, $R(2, 10)$, $R(2, 11)$, $R(2, 12)$ et $R(2, 13)$.

L’arbre d’entrée est lui aussi plongé dans l’huile, tous les éléments le composant sont considérés comme des cylindres tournants immergés, excepté l’élément 17 qui est considéré

comme la zone de jonction entre l'arbre d'entrée et le solaire (en réalité cette liaison est faite par des cannelures). La même corrélation que pour la périphérie des satellites est utilisée.

Dans ce cas, il est donc possible de calculer les résistances $R(2, 15)$ et $R(2, 16)$.

L'huile échange aussi de la chaleur avec les carters du réducteur. Ces carters étant mobiles, les mêmes corrélations peuvent être utilisées que dans le cas de la périphérie des pignons tournants. Dans le cas de la fusée, l'hypothèse est que, l'huile étant en rotation en raison du mouvement centrifuge du réducteur, il est raisonnable d'assimiler la fusée à un cylindre en rotation dans l'huile. Il n'y a pas de phénomène de projection comme dans le cas des pignons, il est alors possible d'écrire simplement :

$$R_6 = R_{conv\ carter} \quad (\text{III.26})$$

Dans ce cas, il est donc possible de calculer les résistances $R(2, 3)$, $R(2, 7)$, $R(2, 4)$, $R(2, 5)$, $R(2, 18)$ et $R(2, 19)$.

Enfin, le porte-couronne est une pièce immobile que l'huile traverse de part en part. La corrélation utilisée prend en compte ce particularité et est décrite en Annexe B. Il est alors possible de calculer la résistance $R(2, 6)$.

III.4 Essais sur banc BC6

Une fois le réseau thermique construit il est nécessaire de comparer les grandeurs calculées à des essais menés sur le banc BC6. Ces essais se composent de deux parties : une partie où le réducteur est en rotation à différentes vitesses de rotation et différents niveaux d'huile et une autre où celui-ci refroidit à l'arrêt. Cette deuxième partie permet de vérifier que les échanges de chaleur entre le réducteur et l'environnement sont bien quantifiés. Bien que la nature de l'échange ne soit pas la même, plusieurs travaux ont bien démontré la robustesse des relations utilisées [29, 61]. Cependant il est important de vérifier que les frontières du modèle sont bien estimées : le modèle thermique, ici, est une simplification d'une partie seulement du banc d'essais. Rien n'indique *a priori* que les frontières choisies soient suffisamment étendues.

Les conditions limites du modèle sont les suivantes :

- Une température d'environnement connue (pas nécessairement constante cependant),
- Un échange adiabatique entre la fusée et son support et le bâti sur lequel est monté le banc,
- Un échange adiabatique entre l'arbre d'entrée et sa partie amont.

Si la phase de refroidissement est bien simulée par le réseau thermique alors il est possible de conclure sur la qualité des conditions limites et des frontières choisies.

III.4.1 Protocole d'essais

Les essais sur le banc ont été menés avec un réducteur AVERY comme présenté dans la partie III.3.1. Plusieurs conditions opératoires ont été imposées sur le banc et sont rapportées dans le Tableau III.4.

Vitesse d'entrée (tr/min)	Huile (cf. Tableau II.2)	Niveau d'huile (en mm à l'axe)
[0 ; 500 ; 1000 ; 1500 ; 2000]	Huile n°2	[+37 ; +30 ; 0 ; -15]

Tableau III.4 – Tableau récapitulatif des conditions opératoires pour les essais menés sur le banc BC6

Pour chaque volume d'huile donné dans le Tableau III.4, le réducteur est démarré, à température ambiante, à la vitesse basse de 500 tr/min pendant 2 h puis la vitesse est augmentée à 1000 tr/min pendant 2 h et ainsi de suite jusqu'à la vitesse maximale de 2000 tr/min. Durant toute cette phase, la vitesse, le couple et les températures sont mesurés. Une fois cette phase de chauffage terminée, le réducteur est arrêté et la température est mesurée durant la phase de refroidissement durant une dizaine d'heures. Les mêmes températures continuent d'être mesurées.

III.4.2 Phase de refroidissement

Comme évoqué en introduction de cette section, la phase de refroidissement permet de constater si les échanges entre le milieu environnant et le réducteur sont bien estimés. Ces échanges sont primordiaux puisqu'ils sont les seuls permettant d'évacuer la chaleur générée au sein d'AVERY.

Ainsi, le réseau thermique est testé vis-à-vis des phases de refroidissement enregistrées au cours des essais sur BC6. La comparaison de la réponse de quatre éléments est donnée Figure III.15.

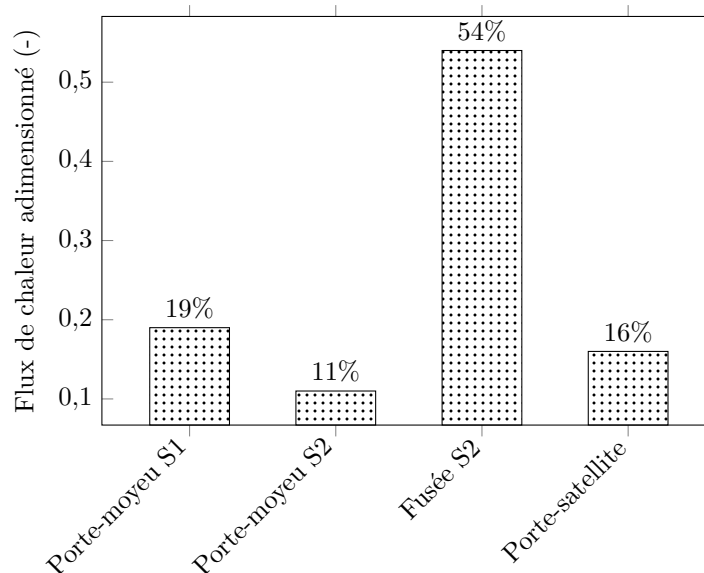


Figure III.14 – Diagramme de contribution à l'évacuation de la chaleur des éléments échangeant avec l'extérieur, adimensionné à la contribution totale. Contributions relevées au temps de refroidissement $t = 300$ s

Au vu des résultats présentés sur la Figure III.15, la simulation semble bien estimer les échanges par convection naturelle entre le réducteur et son milieu. Il est aussi possible de quantifier la quantité de chaleur qui est évacuée par chacun des éléments du réducteur

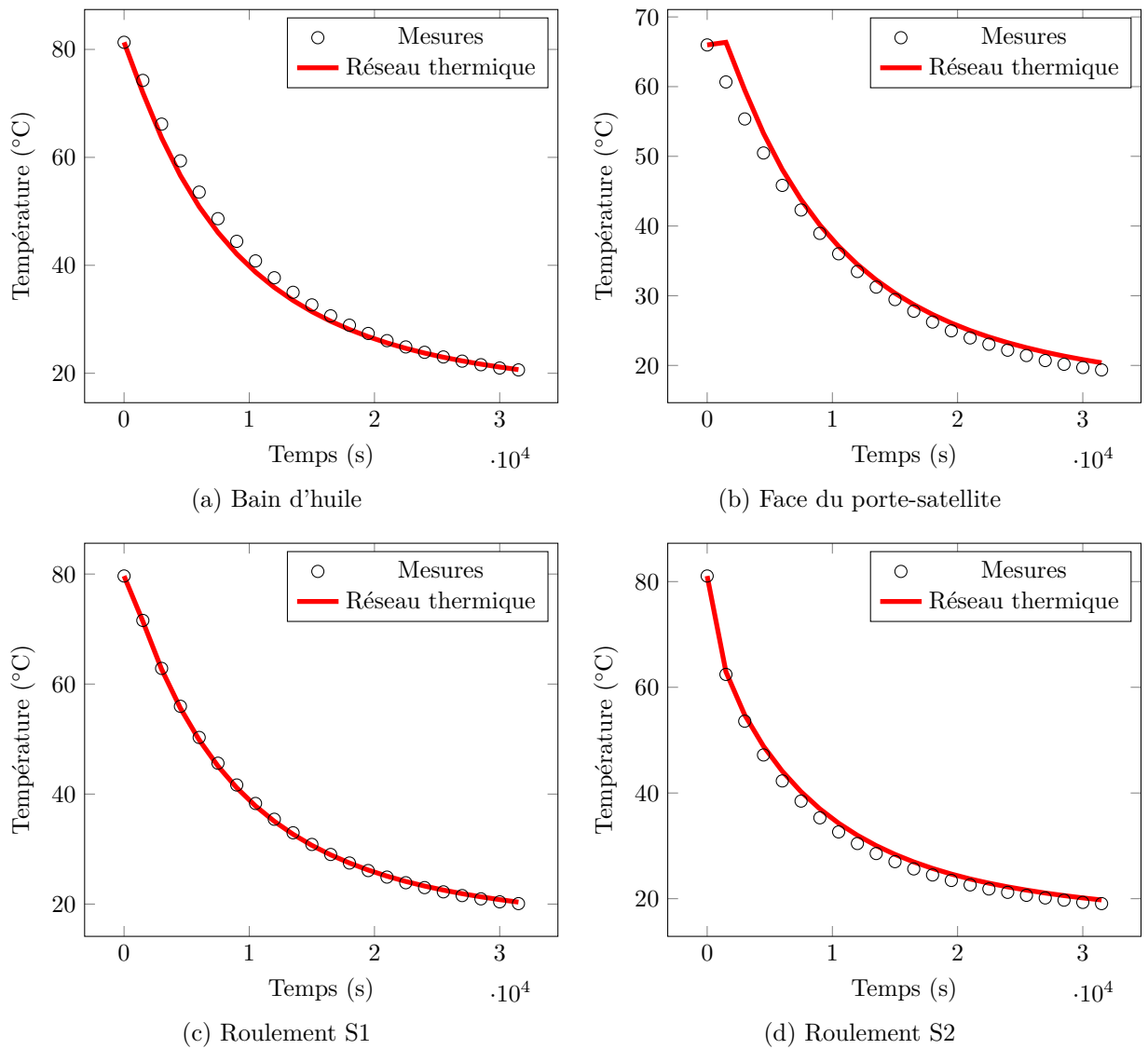


Figure III.15 – Comparaison entre la réponse numérique en refroidissement du réseau thermique et les mesures sur banc pour un niveau de 30 mm

vers le milieu environnant. Ces flux de chaleur (adimensionnés par rapport au flux de chaleur total échangé avec l'extérieur) sont donnés Figure III.14.

Il est ainsi possible d'observer que la majeure partie de la chaleur est évacuée au travers de la fusée et de son ailette. Le flux de chaleur qui avait été produit au sein du bain d'huile est donc évacué en partie par le porte-satellite mais aussi et surtout au travers de la fusée vers l'ailette.

III.4.3 Phase de chauffage

Une fois le refroidissement vérifié, il est alors possible de simuler le chauffage du réducteur AVERY monté sur le banc BC6. Dans un premier temps, le choix de la répartition des pertes de puissances dans le réseau thermique sera développé, suivi par des remarques sur la mesure de couple faite sur le banc BC6. Pour terminer, des résultats de comparaison entre les réponses données par le réseau thermique et celles mesurées sur le banc seront présentés.

III.4.3.1 Répartition des pertes de puissances

La mesure de couple sur le banc est une mesure globale et donne donc uniquement la perte totale du réducteur et des éléments sur l'arbre d'entrée. Il faut donc estimer la contribution de chacun des postes de pertes. Pour vérifier si une contribution est bonne, il suffit de comparer la réponse thermique numérique à celle mesurée directement sur le banc : tant que celles-ci ne coïncident pas, alors la contribution de pertes n'est pas exacte. Une illustration de ce processus est donnée Figure III.16. Cette méthode a été éprouvée sur d'autres applications de la méthode des réseaux thermiques, comme le travail de Durand de Gevigney [29].

Il est aussi possible de quantifier les contributions de chacune des pertes de puissance grâce aux différents modèles exposés jusqu'à maintenant. Cependant, au sein de ces modèles, certains facteurs restent à quantifier et sont très sensibles :

- les facteurs f_0 et f_1 des modèles de pertes dans les roulements de Harris [34]. Ces deux facteurs sont très dépendants des conditions opératoires et du type de roulement utilisé. Par ailleurs, Harris [34] donne une plage de valeur plutôt qu'une valeur exacte,

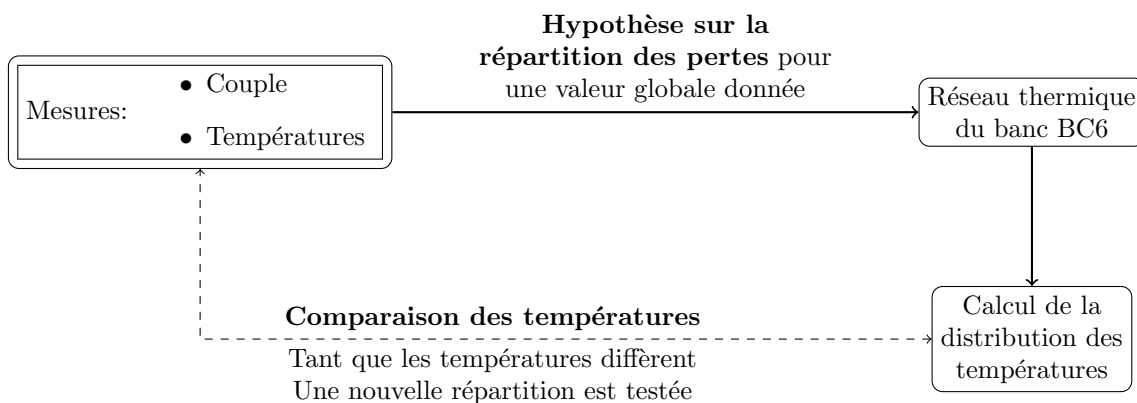


Figure III.16 – Illustration de la méthode pour valider une répartition de pertes dans le réseau thermique

- bien qu’un critère de formation de l’anneau d’huile ait été développé dans la partie II.2.3, celui-ci a été introduit pour un réducteur de laboratoire dont certaines caractéristiques n’étaient pas modifiables : caractéristiques géométriques des pignons et carters fixes par exemple. Dans le cas du réducteur AVERY, ces caractéristiques doivent être prises en compte vis-à-vis du modèle initial.

Il suffit alors d’injecter les différentes sources de pertes sur les nœuds adéquats :

- Les pertes par barbotage : les modèles utilisés sont ceux qui ont été développés dans le chapitre II ainsi que le modèle de pertes par piégeage de Mauz [55], présenté en I.4.4. Ces pertes sont injectées sur le nœud du bain d’huile.
- Les pertes dans les roulements : les modèles utilisés sont ceux développés par Harris [34] et expliqués en I.3.3 et I.4.1. Ces pertes sont injectées sur les nœuds des roulements coniques, des roulements des satellites et du roulement à aiguilles.

La deuxième méthode est simple : prendre la mesure de couple et faire une hypothèse de la répartition des pertes directement, sans utiliser de modèles de prédiction. Cette méthode a l’intérêt de représenter la répartition issue de la mesure et donc d’être plus proche du cas applicatif. Cependant, cette approche ne peut être menée que si une mesure de couple adéquat est disponible.

Il faut donc utiliser les deux approches simultanément pour pouvoir comparer la répartition réelle mesurée et confirmée par le réseau thermique à la répartition prédite par les modèles de pertes. Une fois cette étape validée, il sera possible de quantifier les facteurs évoqués précédemment dans les modèles de pertes. Ces modèles pourront donc être utilisés par la suite dans le réseau à des fins différentes (changement d’huile, changement de la géométrie des dentures, simulation à des températures extérieures différentes etc.) sans avoir à refaire une série de mesures puisque le réseau a été validé, tout comme les modèles.

III.4.3.2 Mesure de couple sur le banc BC6

Bien qu’il soit possible, comme évoqué plus haut, de se baser uniquement sur la mesure de couple pour pouvoir donner la répartition des pertes au sein du réducteur, il est nécessaire que celle-ci soit assez précise. Dans le cas du couplemètre utilisé dans le cadre des mesures présentées ici, ce point est discutable (la précision de celui-ci étant de ± 2 N.m, tandis qu’on estime la perte maximale mesurée aux alentours de 6 N.m). Une comparaison des valeurs données par le couplemètre et les modèles en fonction de la viscosité du bain d’huile est présentée Figure III.17.

Les mesures données par le couplemètre semblent en effet très imprécises. La mesure varie dans une gamme de ± 1 N.m autour d’une valeur moyenne.

Par ailleurs, une observation assez frappante est le fait que le couple mesuré est bien supérieur à celui prédit. Cette observation peut être expliquée en partie par le fait que le couplemètre est placé en amont du réducteur et avant un accouplement limiteur de couple. Ainsi une partie de ces pertes apparaît sur la mesure du couplemètre.

Pour comparaison, la réponse du réseau thermique est donnée sur la Figure III.18 dans le cas où l’on injecte la mesure de couple brute avec une répartition égale de la perte sur les différentes sources de chaleur. La répartition des pertes n’a pas d’importance car, au vu de la réponse du réseau thermique, la valeur de la perte totale est trop élevée : les

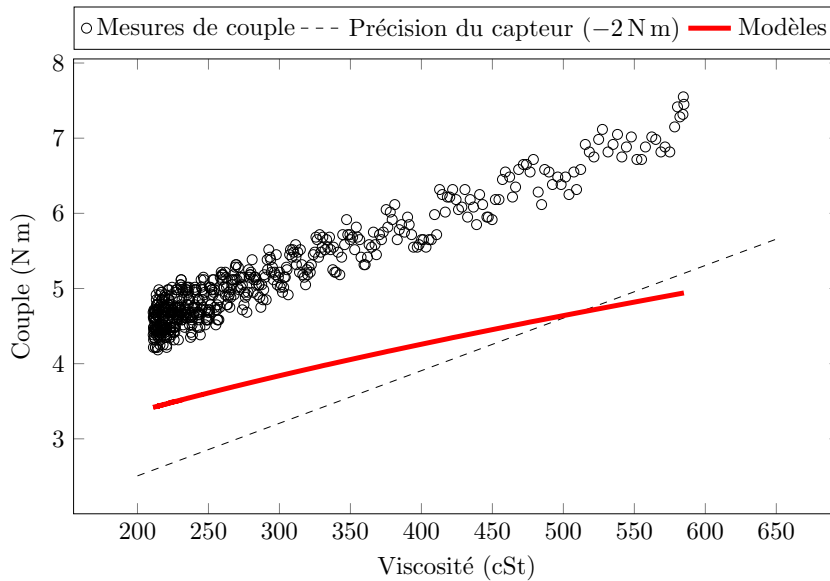


Figure III.17 – Comparaison des valeurs mesurées avec le couplemètre et prédites par les modèles en fonction de la viscosité du bain d’huile pour un volume d’huile de 30 mm et une vitesse d’entrée de 500 tr/min

courbes de température convergent vers une température finale bien plus haute que celles mesurées sur les essais. Cela implique que le niveau de perte globale est trop élevé et donc que la mesure de couple est inutilisable en l’état.

Il sera donc nécessaire de n’utiliser que les modèles de prédiction de pertes pour tester la répartition des pertes au sein du réducteur.

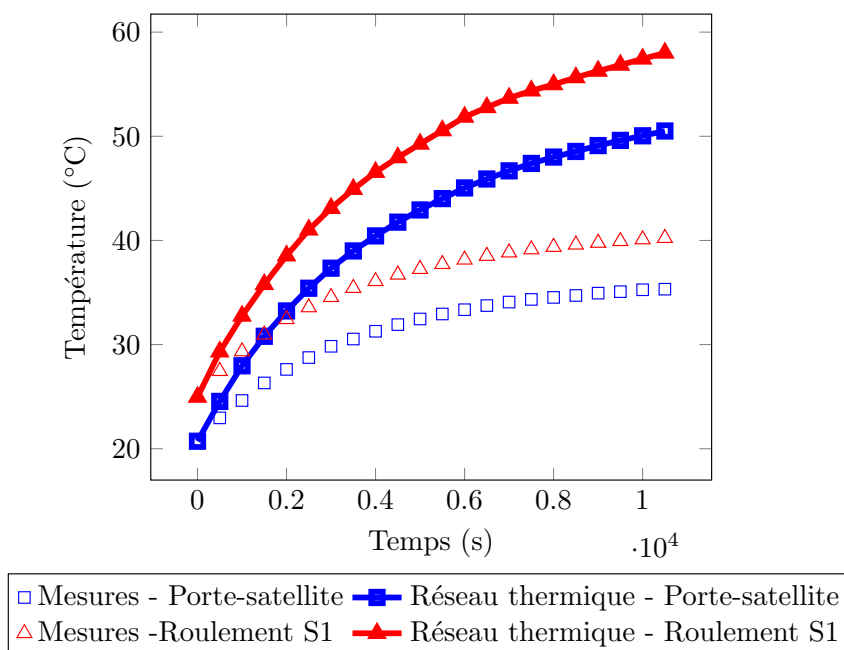


Figure III.18 – Comparaison de la réponse numérique et des mesures sur BC6 à une vitesse d’entrée de 500 tr/min, un volume d’huile de 30 mm et en injectant directement la mesure de couple

III.4.3.3 Résultats et contributions des postes de pertes

Maintenant que le réseau a été construit, il s'agit d'appliquer le processus illustré sur la Figure III.16 sur les essais menés sur le banc BC6 (rapportés dans le Tableau III.4).

Une illustration d'une simulation avec une contribution fautive dans le réseau thermique est donnée en face d'une réponse avec une contribution exacte dans la Figure III.19 dans le cas du bain d'huile pour une vitesse d'entrée de 500 tr/min et un volume d'huile de 30 mm. Il est ainsi aisé de se rendre compte de la contribution de chacune des sources de pertes à la perte globale au sein du réducteur. A l'issue de cette phase de recalage, les différents facteurs qui devaient être fixés ont pu être déterminés :

- Pour les roulements coniques, $f_0 = 6,6$ et $f_1 = 1 \times 10^{-3}$. Pour les roulements des satellites, $f_0 = 5,5$. Enfin pour le roulement à aiguilles, $f_0 = 5$. Par ailleurs, la perte de puissance du roulement à aiguilles étant très petite devant tous les autres postes de pertes, il n'est pas considéré comme un poste de perte influent. C'est pourquoi il n'est pas présenté dans les différentes figures qui suivent.
- Pour le barbotage, il a été relevé lors du développement du modèle de perte qu'un facteur géométrique rentrait en compte dans la valeur de cette perte. Ce facteur adimensionnel sous la forme $\frac{b_{sat}}{R_{sat}}$ ne pouvait pas être pris en compte sur le banc ECAM qui ne permettait pas la variation de l'un des deux paramètres. Or, dans le cas du réducteur AVERY, ce rapport n'est pas égal à celui du réducteur ECAM :

$$\frac{b_{sat}^{ECAM}}{R_{sat}^{ECAM}} = 1,58$$

$$\frac{b_{sat}^{AVERY}}{R_{sat}^{AVERY}} = 2,61$$

Il est donc nécessaire d'estimer l'impact de ce facteur sur la constante du modèle de prédiction de la perte des satellites (égale à 3,88 pour le réducteur ECAM). Si l'on considère que l'anneau d'huile est formé, il est possible d'émettre l'hypothèse qu'un satellite se comporte comme une roue dentée isolée immergée dans l'huile. Dans ce cas, le modèle de perte par barbotage d'une roue dentée isolée de Changenet [17], présenté dans les équations (I.26), (I.27), (I.28) et (I.29), est utilisé.

Celui-ci évoque en effet plusieurs régimes de fonctionnement, fonctions d'un facteur γ donné dans l'équation (I.25). Dans le cas du réducteur AVERY, ce coefficient est bien supérieur à 3000 quelle que soit la vitesse des satellites. Pour le régime associé, l'équation (I.29), le coefficient adimensionnel $\frac{b_{sat}}{R_{sat}}$ apparaît comme influent :

$$C_m \propto \left(\frac{b_{sat}}{R_{sat}} \right)^{0,85}$$

Il est donc possible, en première approximation, de se référer à cette valeur pour déterminer le modèle de prédiction de la perte par barbotage d'un satellite. Ce nouveau modèle est donné dans l'équation (III.27).

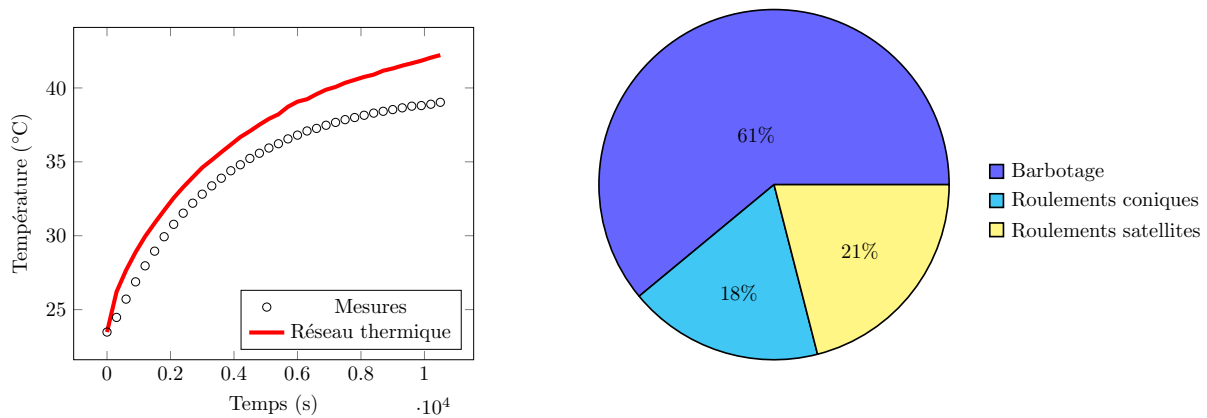
$$C_{m,sat}^{AVERY} = 2,53 Re^{-0,1} Fr^{-0,67} \quad (\text{III.27})$$

Cette valeur peut aussi être déduite du réseau thermique en ajustant directement la valeur de 3,88 dans le modèle de prédiction des pertes jusqu'à trouver une bonne

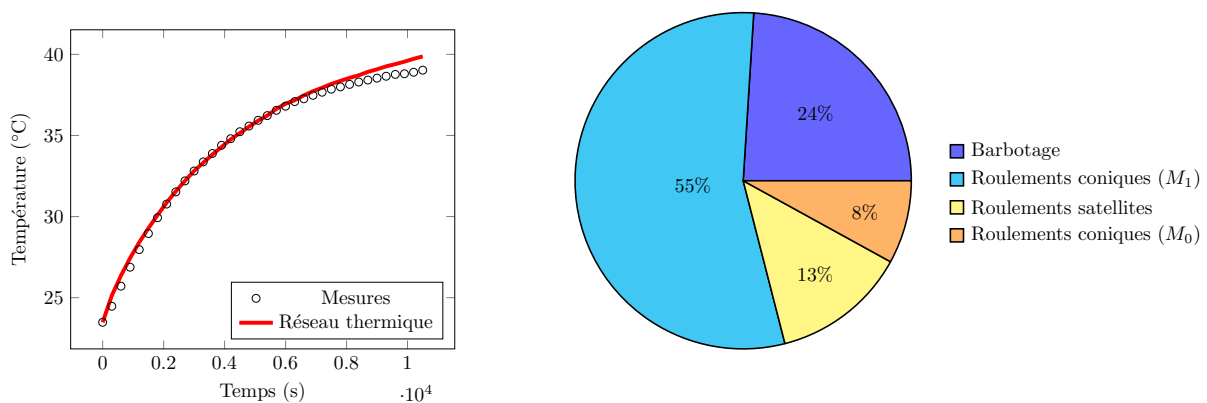
concordance des courbes de températures avec celles mesurées. Par cette méthode, la valeur trouvée est de 2,58, soit 2% d'écart avec la valeur prédite par le modèle, ce qui confirme la validité du raisonnement présenté plus haut.

Un résultat intéressant est la forte contribution des pertes au sein des roulements coniques malgré leur vitesse de rotation relativement faible⁶. Ceci est dû à la pré-charge axiale très importante imposée à ces deux roulements. Ainsi, la perte au sein des roulements est avant tout conduite par la perte chargée et dans une moindre mesure par la perte visqueuse.

Un autre résultat est la quasi-stabilité de cette contribution au regard de la vitesse d'entrée du réducteur comme montré sur la Figure III.20. Cependant, ce résultat est à considérer relativement du fait que les quatre diagrammes sont donnés à des températures différentes et des vitesses différentes : il est donc tout à fait possible que ce soit un effet de l'augmentation simultanée de la température et de la vitesse.



(a) Contribution inexacte avec un coefficient f_1 trop faible et une contribution des satellites surestimée. Diagramme donné à $t = t_{final}$



(b) Contribution exacte avec un coefficient f_1 corrigé et une contribution des satellites revue

Figure III.19 – Comparaison de deux réponses selon la répartition de perte imposée dans le réseau thermique dans le cas du bain d'huile à une vitesse d'entrée de 500 tr/min et un niveau de 30 mm

6. Pour rappel, le rapport de réduction de ce train épicycloïdal est d'environ 5,36 et la vitesse d'entrée dépasse rarement les 2000 tr/min.

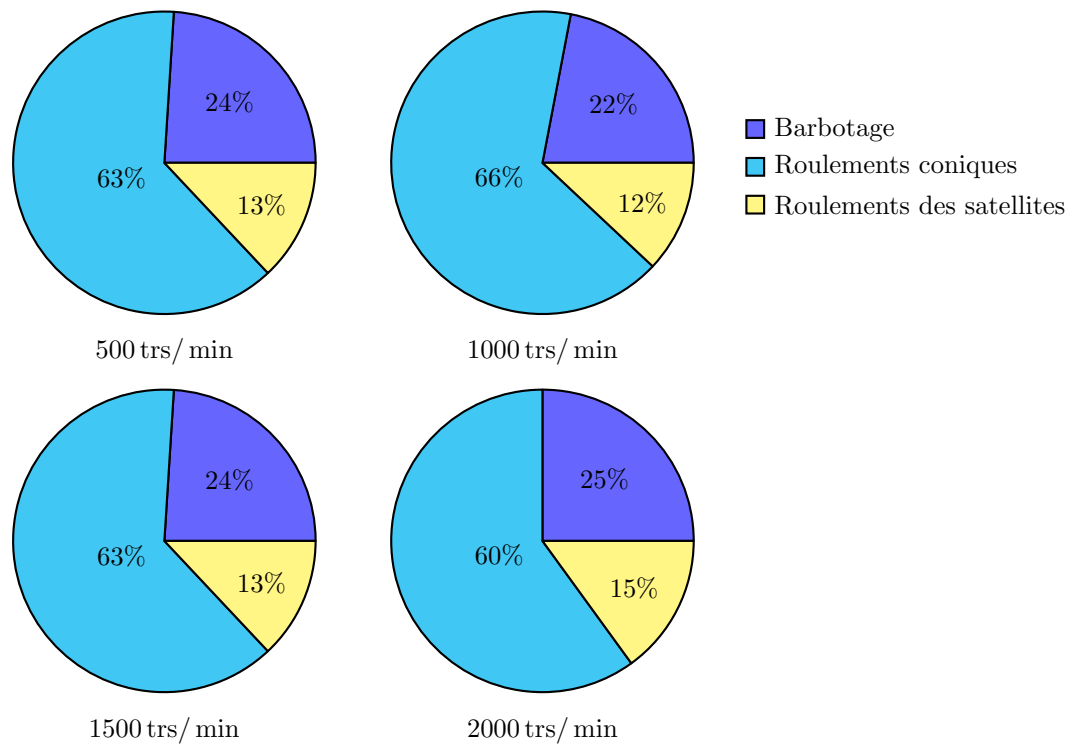


Figure III.20 – Diagrammes des contributions des pertes de puissances à la perte globale en fonction de la vitesse de rotation d'entrée à un volume d'huile de 30 mm. Diagrammes donnés à $t = t_{final}$ correspondant respectivement à des températures du bain d'huile de $T = 39\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 54\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 64\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T = 72\text{ }^{\circ}\text{C}$.

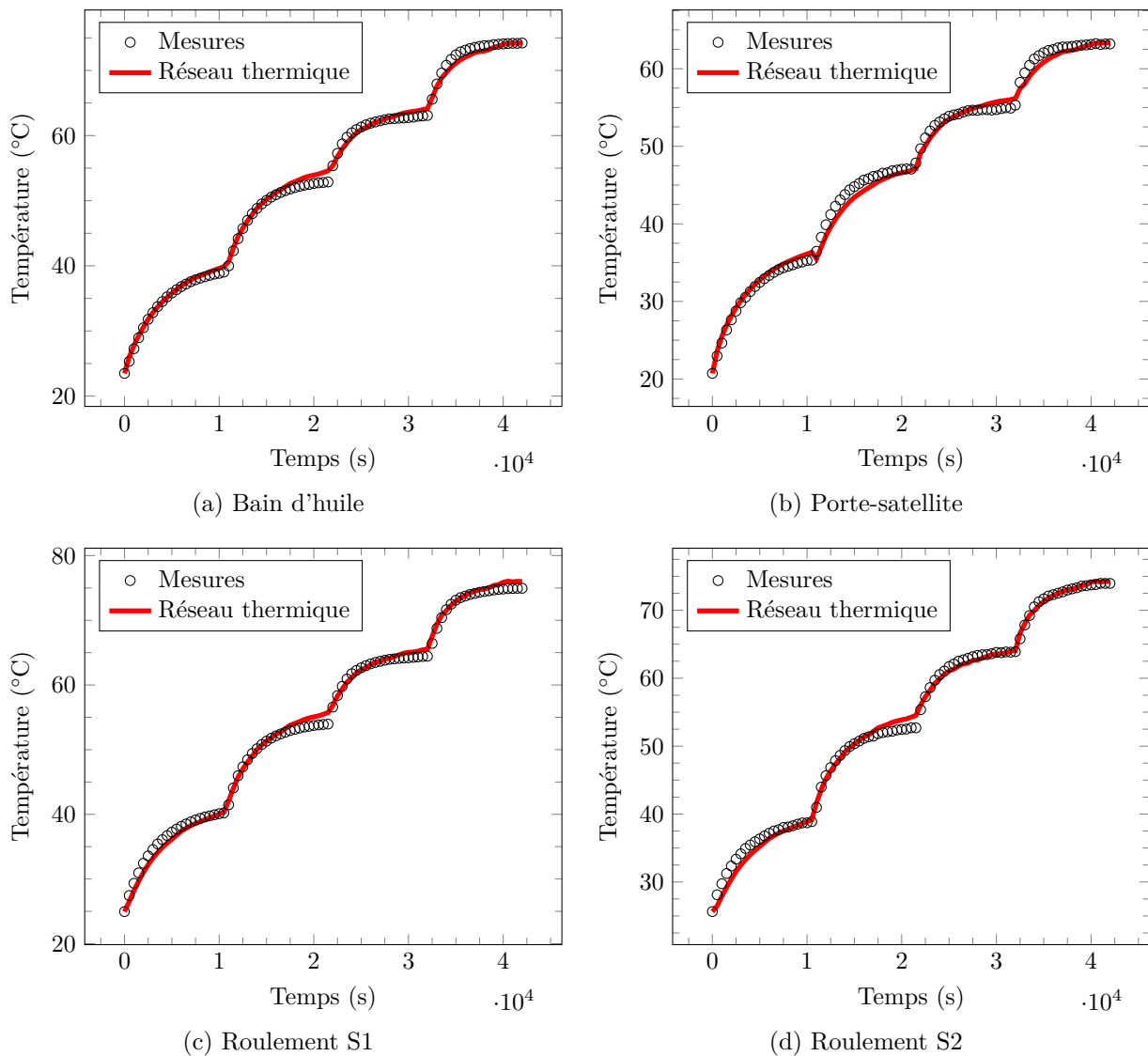


Figure III.21 – Comparaison de la réponse numérique en chauffage du réseau thermique et les mesures sur banc pour un volume de 30 mm et les vitesses d’entrée données dans le Tableau III.4

Une comparaison entre les mesures et la réponse numérique (avec les répartitions de pertes données sur la Figure III.20) est donnée sur la Figure III.21. La simulation et les mesures faites sur le banc sont concordantes avec des écarts de température n’excédant pas les 2 °C.

Le réseau thermique construit dans la partie III.3.2 est donc bien apte à simuler correctement le comportement thermique du réducteur AVERY monté sur le banc BC6. A présent, il est donc intéressant d’utiliser ce réseau thermique pour simuler certains changements sur le réducteur, par exemple un changement d’huile et un changement de volume d’huile.

III.4.4 Influence d'un changement d'huile et du volume d'huile sur la réponse thermique

Il est possible d'utiliser le réseau thermique pour simuler des changements qui, autrement, seraient coûteux expérimentalement.

III.4.4.1 Changement d'huile dans le réducteur AVERY non chargé

Un changement d'huile se traduit par un changement des caractéristiques physiques de celle-ci (masse volumique et viscosité) et aussi par une modification de la formation de l'anneau (qui résulte directement de la modification des caractéristiques physiques) selon le modèle donné dans la partie II.2.3. Cette modification des caractéristiques physiques impacte directement les valeurs de pertes par barbotage, comme montré dans le chapitre II, ainsi que les pertes hydrodynamiques au sein des roulements, comme montré par Harris [34].

En prenant comme exemple les huiles 2 et 3 du Tableau II.2, il est possible de calculer les réponses thermiques du réducteur pour chacune de ces huiles. Il a été choisi, ici, une vitesse médiane de 1000 tr/min et un volume de 30 mm. La comparaison des réponses thermiques pour ces deux huiles est donnée Figure III.22 pour la température du bain d'huile.

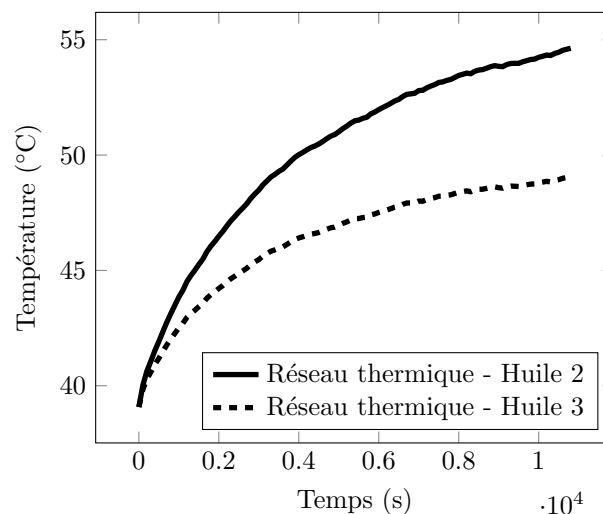


Figure III.22 – Comparaison de la réponse thermique du bain d'huile selon l'huile utilisée dans le réducteur AVERY

A partir de ces observations, il apparaît qu'un changement d'huile pour une huile moins lourde et moins visqueuse serait un bon choix dans ce cas. Cependant, le choix n'est pas si trivial. En effet, l'huile ne joue pas qu'un rôle de "tampon thermique"⁷ mais aussi le rôle de lubrifiant. Dans le cas d'une transmission non chargée, ce rôle est relégué au second plan mais reste vital dans l'application réelle du réducteur AVERY qui subit de fortes charges. Le réseau thermique du banc BC6 ne permet donc de conclure que partiellement sur les bienfaits d'un changement d'huile.

7. ie. qui absorbe la chaleur produite par les différents éléments par barbotage et au sein des roulements.

III.4.4.2 Modification du volume d'huile au sein du réducteur AVERY non chargé

Après s'être posé la question du changement d'huile au sein du réducteur, il peut être intéressant de se poser la question du volume d'huile au sein du réducteur. Ce volume va influencer sur plusieurs paramètres :

- La quantité de chaleur stockée dans l'huile,
- La formation ou non de l'anneau d'huile,
- La quantité de perte par barbotage produite par les éléments tournants,
- Les échanges de chaleur entre l'huile et les différents éléments (notamment les éléments de carter et les roulements).

Le réseau thermique peut, ici, être d'une aide précieuse pour déterminer un niveau d'huile acceptable en intégrant toutes ces variables. Cependant comme évoqué dans la section précédente, le réducteur AVERY n'est, ici, pas chargé et cela enlève une quantité significative de chaleur de la transmission. Il est par contre toujours intéressant de montrer l'utilité du réseau thermique mais dans ce cas incomplet. Le but de cette partie n'est donc pas de donner un volume d'huile optimal pour le réducteur AVERY mais de montrer l'impact de ce changement de volume sur la réponse thermique du réducteur.

Pour cela, la comparaison sera faite entre deux niveaux d'huile très différents (toujours donné en distance par rapport à l'axe, du ménisque du bain d'huile statique) : +37 mm et -15 mm. Ces deux valeurs ont été choisies car représentant d'une part le volume préconisé actuellement et d'autre part le volume si l'opérateur se trompe de repère visuel sur le porte-satellite⁸.

Respectant les hypothèses de la partie III.3.2.3, la simulation se fait avec les caractéristiques de l'huile 2. Une comparaison des températures finales du bain d'huile pour une vitesse d'entrée de 2000 tr/min est donnée sur la Figure III.23. Par ailleurs les contributions de chacun des postes de pertes à la perte globale, indiquée elle aussi, sont données en regard. Les deux simulations se font pour une température extérieure de 20 °C constante tout au long de l'essai. Il est alors intéressant d'observer qu'une diminution du volume d'huile entraîne une diminution sensible de la température du bain d'huile. Cette diminution s'accompagne, de fait, d'une diminution des pertes par barbotage au sein du réducteur et entraîne donc une augmentation de la contribution de la perte des roulements des satellites. En revanche, la contribution de la perte dans les roulements coniques reste la même, cela appuie une nouvelle fois la forte contribution de la pré-charge.

8. Le niveau d'huile est fait "au débordement". Cela signifie que deux bouchons sont présents sur la face avant du réducteur, le placement du bouchon se fait grâce à un repère visuel gravé sur cette même face avant. L'opérateur remplit ensuite via ce bouchon jusqu'à débordement de l'huile.

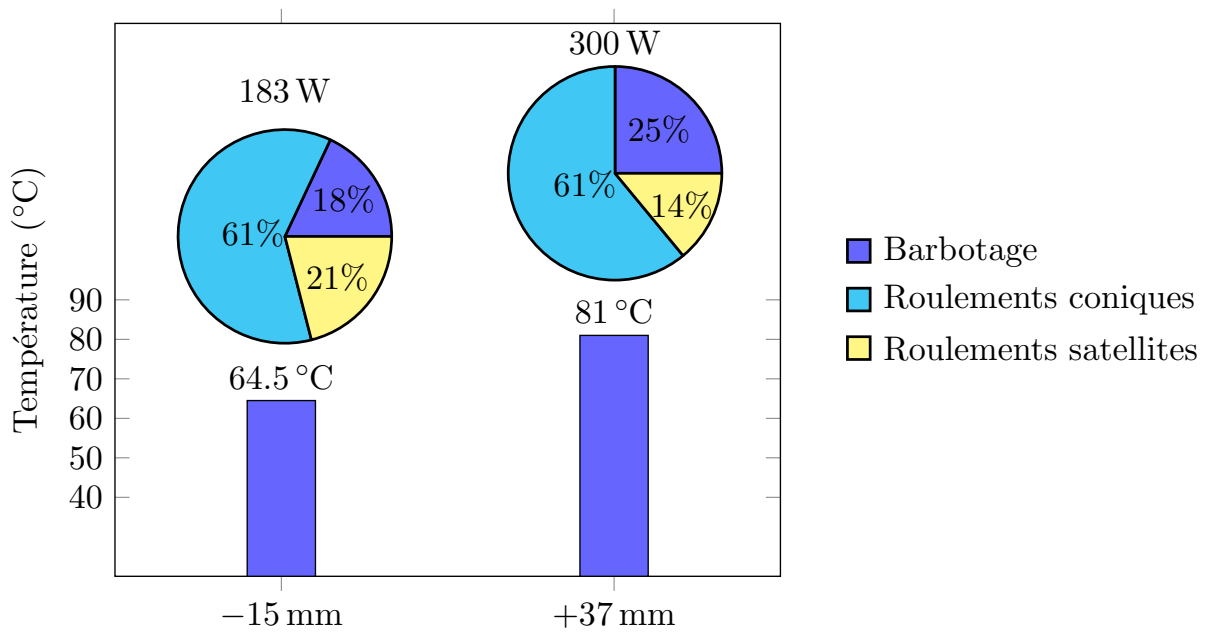


Figure III.23 – Comparaison des températures finales du bain d’huile et des contributions à la perte totale pour deux volumes d’huile différents et une vitesse de rotation de 2000 tr/min

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, un réseau thermique pour le banc non chargé BC6 a été construit :

- Les différents choix de modélisation ont été expliqués et développés pour aboutir à une comparaison de la réponse thermique de ce réseau avec des mesures expérimentales : d’abord, par une comparaison avec les phases de refroidissement qui ont permis de confirmer la bonne modélisation des échanges de chaleur avec l’environnement, puis par une simulation du chauffage du réducteur à plusieurs vitesses de rotation d’entrée. Le réseau thermique a donné de bonnes concordances avec les mesures et a donc été validé.
- Il a alors été possible d’analyser les répartitions de pertes au sein du réducteur lorsque celui-ci n’était pas chargé : les roulements coniques (et plus particulièrement leur pré-charge) représentent une grande part de la perte totale (>60 %) tandis que le barbotage et les roulements de satellites jouent pour une part plus faible de la perte de puissance totale.
- Enfin, il a été permis de conclure que les modèles de pertes utilisés pour les pertes indépendantes de la charge étaient acceptables pour modéliser les sources de chaleur au sein du réducteur AVERY.

Enfin, le réseau thermique étant validé, il est possible de l’utiliser pour simuler des changements expérimentaux comme :

- Un changement d’huile : il a été remarqué l’intérêt pour les températures globales d’utiliser une huile moins lourde et moins visqueuse que l’huile utilisée au cours des essais. Il a été cependant ajouté qu’une telle conclusion ne pouvait être complètement juste vu que le réducteur n’était pas chargé, donc que l’huile ne jouait pas totalement son rôle d’évacuation de chaleur et de lubrifiant.

- Une diminution du volume d’huile : la conclusion, ici, est qu’un niveau d’huile plus faible diminue sensiblement la température globale du système. Cependant, comme dans le cas d’un changement d’huile, cette conclusion est incomplète. L’huile joue en effet aussi le rôle de lubrifiant dans les contacts des dentures et une diminution du volume pourrait drastiquement diminuer la capacité du bain d’huile à alimenter correctement l’ensemble des contacts du réducteur.

Ainsi, au vu des conclusions précédentes, il a été noté la nécessité de construire un réseau similaire dans le cas où le réducteur AVERY est fortement chargé comme dans son application industrielle.

CHAPITRE IV

APPLICATION À L'OPTIMISATION D'UN RÉDUCTEUR CHARGÉ

IV.1 Introduction	104
IV.2 Banc BP2	104
IV.3 Réseau thermique du banc BP2	107
IV.4 Application sur un cas de chargement réel	119
IV.5 Conclusion	127

IV.1 Introduction

Comme évoqué dans le chapitre précédent, le réducteur AVERY est un réducteur conçu pour supporter de fortes charges. Il est donc nécessaire de le modéliser aussi dans un cas chargé pour pouvoir conclure sur son comportement thermique réel. Seulement plusieurs facteurs viennent s'ajouter à la simulation du chapitre précédent :

- Le banc BC6 ne permettait pas de soumettre son réducteur à une charge. Il est donc nécessaire de changer de banc d'essais. Ce nouveau banc se nomme BP2. Celui-ci diffère peu du banc BC6 en particulier dans sa gestion du refroidissement : il sera nécessaire de modifier le réseau thermique en conséquence.
- La charge entraîne du frottement aux dentures. Il sera donc nécessaire d'introduire cette perte au sein du réseau thermique en utilisant les formules présentées dans la partie I.3.1.

Dans ce chapitre, le banc BP2 sera présenté ainsi que ses spécificités par rapport au banc BC6 du chapitre précédent. Le protocole d'essais sur ce banc sera aussi énoncé. Une fois le banc analysé, le réseau thermique et ses modifications par rapport à celui du banc BC6 sont présentés et une validation de ce réseau sur les essais menés sur le banc est faite. Pour finir ce réseau est mis à l'épreuve sur un cas de chargement réel d'une application industrielle (multi-charges et multi-vitesses) pour pouvoir analyser la réponse thermique du réducteur AVERY.

IV.2 Banc BP2

Le banc BP2 présente de nombreuses spécificités par rapport au banc BC6 qui nécessitent de s'y attarder.

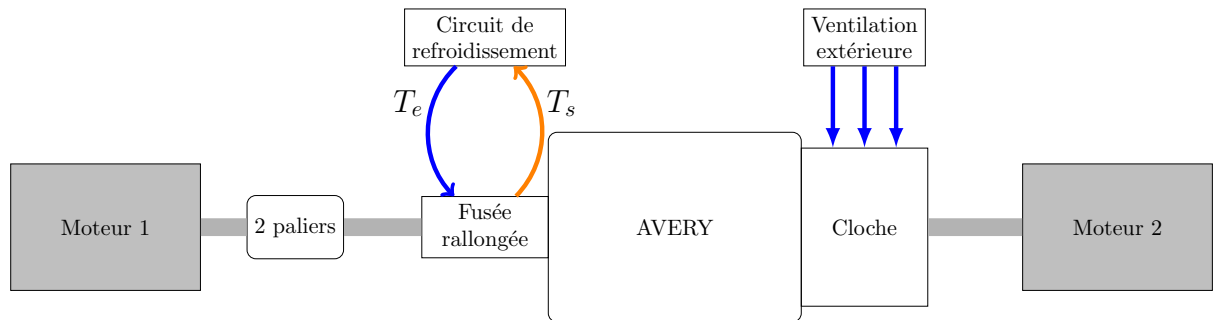
IV.2.1 Présentation du banc

Le banc BP2 est un dispositif permettant de faire tourner un réducteur AVERY en lui appliquant une charge variable. Pour ce faire, le réducteur AVERY est monté sur une ligne aux bouts de laquelle sont montés deux moteurs fonctionnant indépendamment. La vitesse de rotation voulue est fixée sur le moteur de sortie tandis que la charge est appliquée par le moteur d'entrée¹. Des photos du dispositif sont données sur les Figures IV.1b, IV.1c et IV.1d ainsi qu'un schéma sur la Figure IV.1a. A noter l'apparition d'un élément nouveau par rapport au banc BC6 : "la cloche" qui est en fait un élément permettant de rattacher le réducteur à la ligne d'arbre du moteur 2. Cette cloche est montée boulonnée sur la face avant du porte-satellite. Une schématisation de ce montage est donnée Figure IV.2.

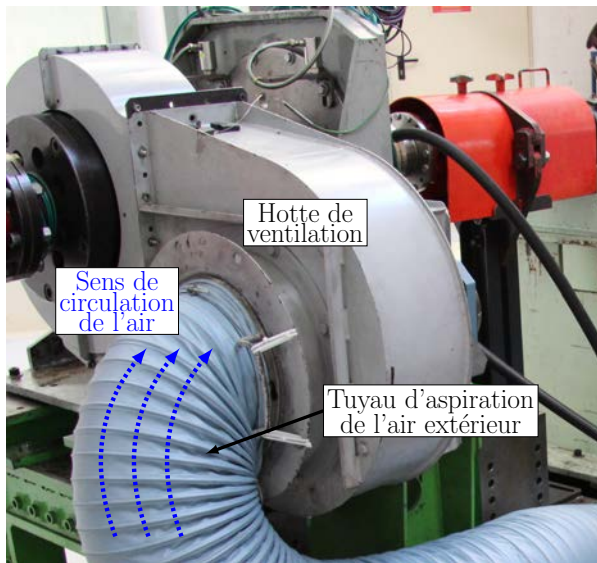
Cependant, comme évoqué dans la partie I.3.1, les pertes par frottement sont une source de chaleur supplémentaire et, pour préserver l'intégrité du réducteur d'essais et du banc, des dispositifs de refroidissement spécifiques sont donc mis en place :

- Un circuit de recirculation de l'huile comme montré sur la Figure IV.1c. Pour cela, la fusée a été allongée pour pouvoir accueillir une zone d'évacuation de l'huile. L'huile

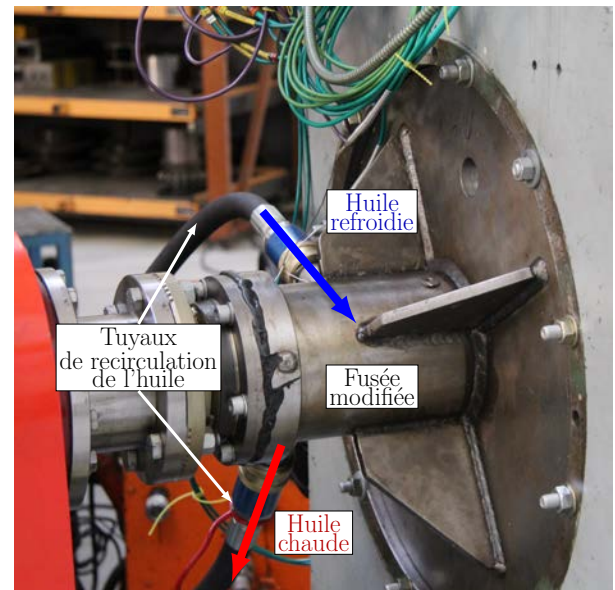
1. Comme ce qui est intéressant ici est la charge à la denture, c'est donc la charge sur l'arbre de sortie. Il suffit donc de fixer la charge moyennant le rapport de réduction du réducteur.



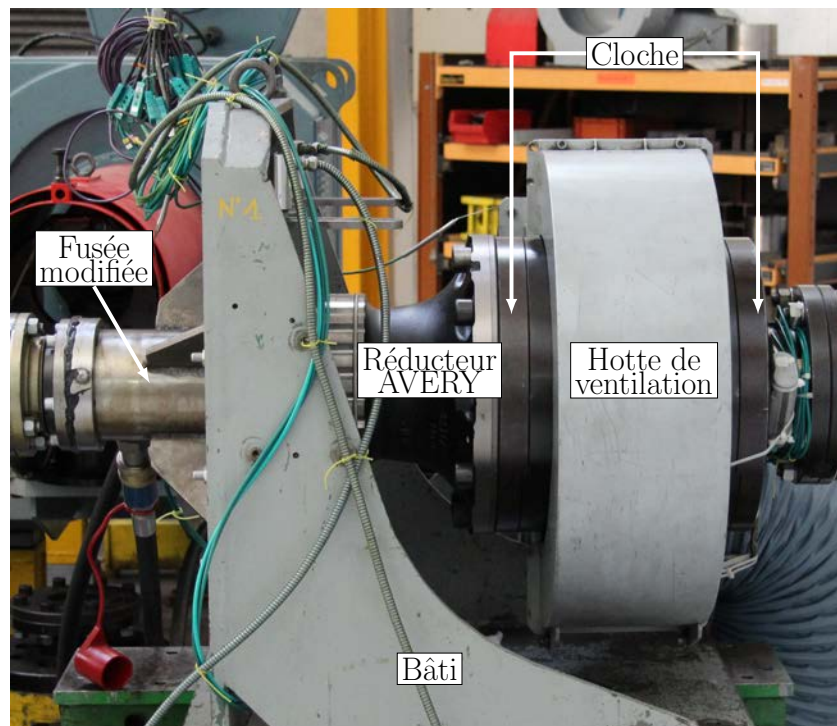
(a) Schéma simplifié du banc BP2



(b) Photo annotée du banc BP2 - ventilation



(c) Photo annotée du banc BP2 - recirculation d'huile



(d) Photo annotée du banc BP2 - vue globale

Figure IV.1 – Le banc BP2

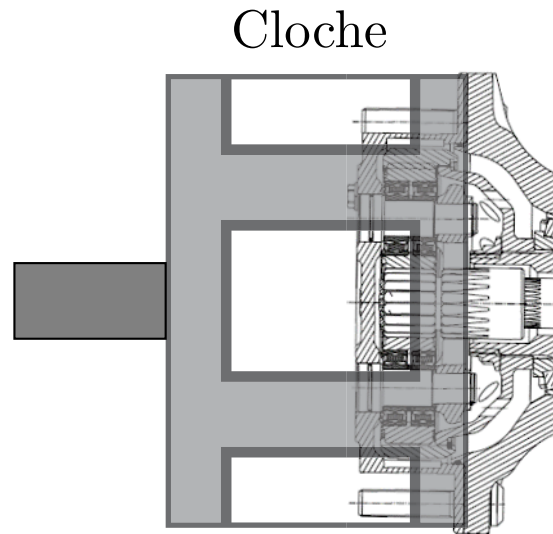


Figure IV.2 – Schéma du montage de la cloche sur la face avant du porte-satellite

chaude est donc pompée et est réinjectée, refroidie, dans la fusée. Le réducteur est donc toujours lubrifié par barbotage car le bain d'huile reste inchangé mais une partie de sa chaleur est évacuée dans ce circuit de recirculation.

- Une ventilation comme montrée sur la Figure IV.1b. Cette ventilation extrait de l'air frais de l'extérieur de la cellule d'essais et le projette dans la hotte de ventilation placée au dessus de la cloche. Il est à noter que cette ventilation n'a pas été mise en route durant les mesures faites sur le banc. Cependant, elle doit être prise en compte car cela soumet une partie du réducteur à une température ambiante inférieure à la température ambiante de la cellule d'essais.

Le banc est instrumenté de manière similaire au banc BC6 :

- Un couplemètre est monté en amont des deux paliers sur la ligne d'arbre. Celui-ci présente une plage de mesure de $[0 - 20]$ kN.m et une précision de 0,1 % du couple maximal ;
- De nombreux thermocouples sont utilisés pour mesurer les températures des différents éléments tout au long de l'essai. En plus des prises de température faites sur AVERY sur le banc BC6 s'ajoutent :
 - Une prise de température de la sortie et l'entrée d'huile dans le circuit de recirculation,
 - Une prise de température de l'air en sortie de ventilation,
 - Une prise de température de la cellule d'essais.

IV.2.2 Protocole d'essais

Le Tableau IV.1 présente les différentes conditions opératoires imposées sur le banc BP2 sur lequel un réducteur AVERY est installé. Ces mesures ont pour but d'être utilisées, comme dans le cas du banc BC6, pour confirmer la bonne modélisation du réseau thermique. Il a été choisi de se focaliser sur des cas à fortes charges (>500 N.m) et faibles vitesses (<700 tr/min).

Huile utilisée	Charge sur l'arbre de sortie (N.m)	Vitesse à l'entrée (tr/min)
Huile 1	500-1000-1500-2000-2100	400-650-700

Tableau IV.1 – Tableau des conditions opératoires pour les essais sur banc BP2

IV.3 Réseau thermique du banc BP2

A partir des spécificités du banc BP2, le réseau thermique du banc BC6 est adapté. Il est cependant nécessaire d'ajuster la résolution du réseau thermique.

IV.3.1 Nœuds et schéma du réseau thermique de BP2

Les principales modifications sont :

- L'ajout de deux nœuds limites 1bis et 2bis correspondants, respectivement, à l'air ventilé (plus froid que celui de la cellule d'essais) et à la température T_e du circuit d'huile (comme noté sur la Figure IV.1a). Les deux températures sont connues car mesurées comme évoqué dans la section précédente. Ces deux nœuds ont été ajoutées dans le Tableau IV.2 et la Figure IV.3.
- L'ajout, en conséquence, de deux résistances : une résistance de convection entre l'air ventilé et le porte-satellite en parallèle avec une résistance de rayonnement entre ces mêmes éléments (cette résistance vient remplacer celle existante auparavant entre l'air de la cellule et le porte-satellite) et une résistance de transport traduisant l'échange de chaleur entre le bain d'huile et l'huile refroidie par la recirculation d'huile.
- Le changement de mode de résolution pour un passage en résolution par blocs. Cette méthode est expliquée plus en détails dans la section IV.3.1.1.
- L'ajout des pertes par frottement aux dentures en utilisant les formules données par Durand de Gevigney [30] (section I.3.1). Pour cela, comme expliqué en détail dans la section I.3.2, il est nécessaire de connaître finement le coefficient de frottement f .
- La perte à l'engrènement qui est calculée grâce aux formules de Durand de Gevigney [30] est cependant une moyenne temporelle de la perte à l'engrènement instantanée réelle. Il est donc nécessaire de créer des zones de contact qui représentent une moyenne temporelle et spatiale des contacts entre dentures des différentes roue dentées. Enfin, pour répartir le flux de chaleur créé au niveau de ces zones entre les deux roues, une résistance de striction est prise en compte et développée en section IV.3.1.2.1.

Numéro	Nom du nœud
1	Environnement (air ambiant)
1bis	Air ventilé
2	Bain d'huile
2bis	Huile refroidie par recirculation
3	Porte-moyeu S1
4	Fusée S1
5	Fusée S2
6	Porte-couronne
7	Porte-moyeu S2
8	Roulement S1
9	Roulement S2
10, 11, 12, 13	Roulements des satellites
14	Roulement à aiguilles
15	Arbre d'entrée S1
16	Arbre d'entrée S2
17	Arbre d'entrée solaire
18	Porte-satellite (partie interne)
19	Porte-satellite (partie externe)
20, 21, 22, 23	Arbres des satellites
24	Solaire
25, 26, 27, 28	Satellites
29	Couronne
30, 31, 32, 33	Zones de contact satellites/couronne
34, 35, 36, 37	Zones de contact satellites/solaire

Tableau IV.2 – Liste des nœuds du réseau thermique du banc BP2

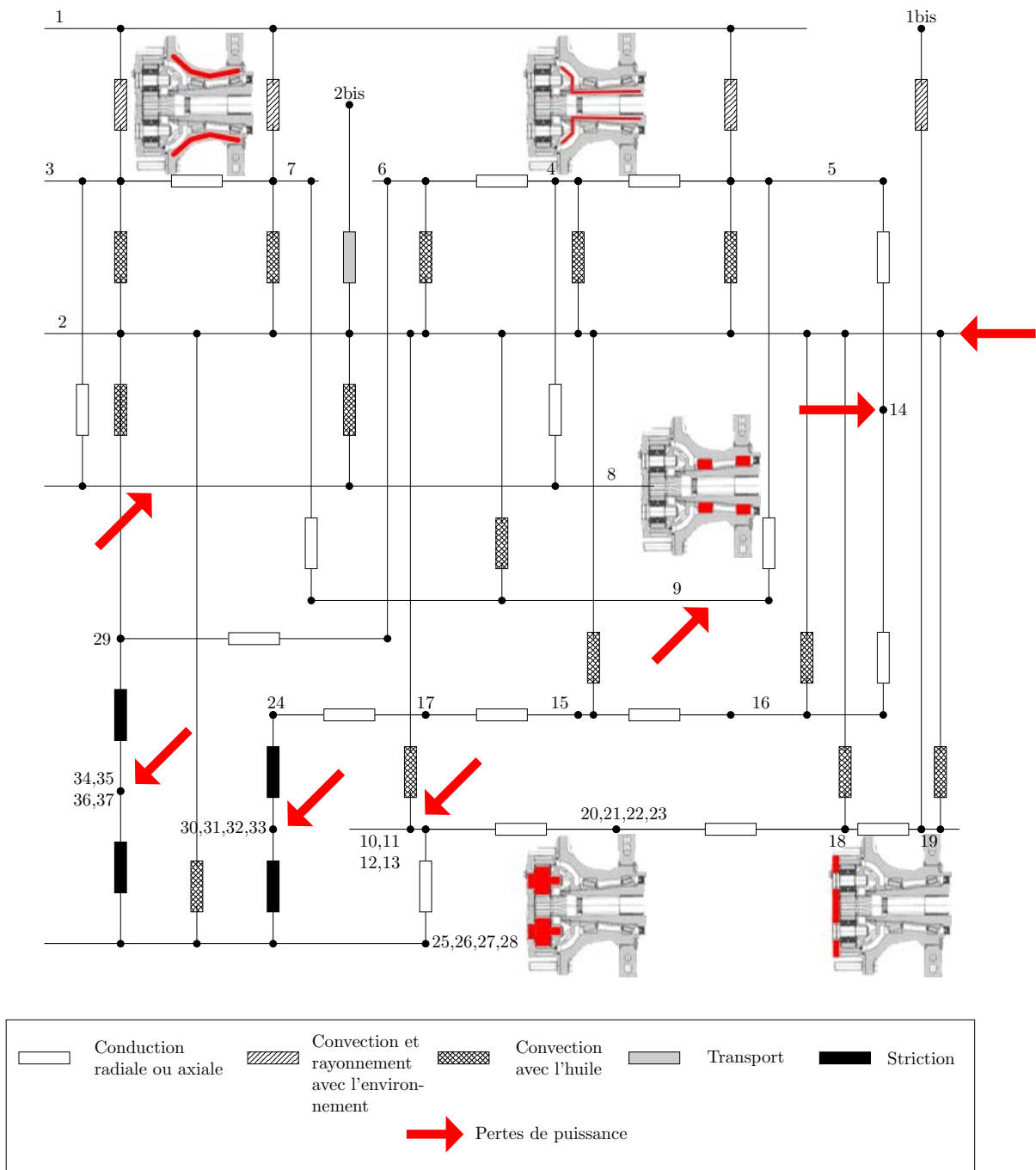


Figure IV.3 – Schéma du réseau thermique du banc BP2

IV.3.1.1 Plusieurs nœuds limites : résolution par blocs

Ce type de résolution a été développé par Changenet [16]. En effet, si un seul puits de chaleur est présent au sein du réseau, alors toute la chaleur générée au sein du réseau est évacuée à ce niveau. Il est alors aisé, en posant ce seul nœud limite comme étant le nœud numéro 1, d'écrire $Q_1 = - \sum_{j=2}^n Q_j$. Les seules inconnues du problème sont alors les températures du réseau.

Cependant lorsque plusieurs puits de chaleur existent, comme dans le cas du banc BP2 (air de la cellule, celui de la ventilation et le circuit d'huile), il est impossible de déterminer la proportion de chaleur qui va être évacuée par chacun des puits. Il est nécessaire alors de dissocier les nœuds où les quantités de chaleur sont connues mais pas les températures (cas des sources), des nœuds où les températures sont imposées (cas des puits). Pour cela, une résolution par bloc est possible en posant, en reprenant la formulation de l'équation (III.5) :

$$\{Q\} = \begin{bmatrix} \{Q_{inc}\} \\ \{Q_c\} \end{bmatrix} \quad (IV.1)$$

$$[S_{th}] = \begin{bmatrix} [S_1] & [S_2] \\ [S_3] & [S_4] \end{bmatrix} \quad (IV.2)$$

$$\{T\} = \begin{bmatrix} \{T_c\} \\ \{T_{inc}\} \end{bmatrix} \quad (IV.3)$$

Où,

- $\{Q_{inc}\}$, respectivement $\{Q_c\}$, est le vecteur formé par les quantités de chaleur inconnues, respectivement connues,
- $\{T_{inc}\}$, respectivement $\{T_c\}$, est le vecteur formé par les températures inconnues, respectivement connues,
- $[S_1], [S_2], [S_3]$ et $[S_4]$ les sous-matrices de la matrice $[S_{th}]$.

Ainsi la résolution se fait en deux étapes :

- Pour les nœuds non limites,

$$\left\{ \frac{dT}{dt} \right\}_{inc} = \frac{1}{MC} (\{Q_c\} - [S_3] \{T_c\} - [S_4] \{T_{inc}\})$$

Qui permet de calculer les températures inconnues, comme dans le cas à un seul nœud limite.

- Pour les nœuds limites,

$$\{Q_{inc}\} = [S_1] \{T_c\} + [S_2] \{T_{inc}\}$$

Qui permet alors de calculer les échanges inconnus.

IV.3.1.2 Contact des dentures et frottement

L'application d'une charge sur le réducteur implique quelques modifications bien particulières du modèle thermique banc d'essai BP2 par rapport à BC6, comme évoqué plus haut. La nécessité de la création de zones de contact implique la prise en compte de résistance de striction. Tandis que l'ajout d'un circuit de recirculation d'huile oblige à prendre en compte le phénomène de transport de chaleur depuis le bain d'huile.

IV.3.1.2.1 Les échanges de chaleur au niveau du contact de la denture : la résistance de striction

Pour traduire l'échauffement très local et intense au niveau d'une denture d'engrenages et sa propagation dans la masse des dentures, des résistances de striction sont utilisées en addition de la création d'éléments appelés "zones de contact"². Ces résistances sont basées sur les travaux de Blok [10] : dans un contact de denture, la température atteint une température précise appelée "température éclair". Cependant, l'échauffement de matière est très réduit et se limite à une faible profondeur vis-à-vis de l'épaisseur de la dent. C'est pourquoi il est nécessaire de dissocier la température de masse du pignon et celle de la zone de contact des dentures. La chaleur produite au niveau du contact se dirige vers la masse des roues dentées en traversant une surface limitée (la surface de contact calculée par la théorie de Hertz³) et une épaisseur faible. Le flux de chaleur subit donc un étranglement qui est pris en compte par la résistance thermique de striction dont la formulation [16] est donnée dans l'équation (IV.4).

$$R_{th} = \frac{0,767}{\sqrt{2} l_h b \chi \sqrt{V_{ri}}} \quad (\text{IV.4})$$

Avec,

- $2 l_h$ la largeur du contact (m),
- b la largeur de denture, ou la longueur moyenne de contact si plusieurs dentures sont en prises (m),
- χ l'effusivité thermique du matériau de la denture ($\text{W.s}^{1/2}/[\text{m}^2.\text{K}]$),
- V_{ri} la vitesse de roulement moyenne de la denture (m/s)

2. Ou bien "zones de striction".

3. On peut utiliser la formule donnée par Henriot [35] qui donne la largeur en mm

$$2l_h = 3,04 \sqrt{\frac{F_{nu} r_{eq}}{E}}$$

Avec,

- F_{nu} l'effort normal linéique (daN/mm),
- r_{eq} le rayon de courbure relatif des dentures en contact (mm),
- E le module d'Young (daN/mm²)

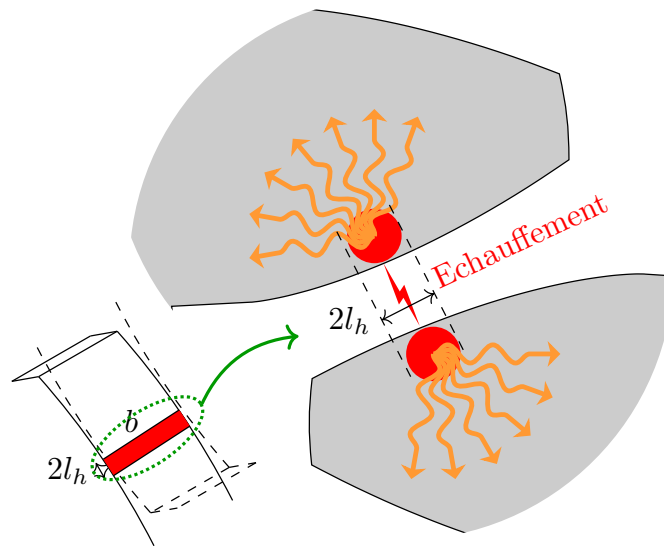


Figure IV.4 – Schéma du phénomène de striction au contact de dentures

IV.3.1.2.2 La résistance de transport

Comme un circuit de refroidissement est utilisé sur le banc BP2, il est nécessaire de modéliser l'échange de chaleur entre l'huile injectée dans le réducteur, refroidie, et l'huile évacuée du réducteur, plus chaude. Cet échange est modélisé au travers d'une résistance appelée résistance de transport.

L'expression de cette résistance découle directement de la formulation (IV.5) de la puissance thermique récupérée par l'huile dans un système à partir des températures en entrée et sortie.

$$P_{huile} = Q_m c \Delta T \quad (\text{IV.5})$$

Avec,

- Q_m le débit massique de la pompe du circuit de recirculation d'huile (kg/s),
- c la capacité calorifique de l'huile (J/[kg.K]),
- ΔT la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'huile (K)

L'expression de la résistance s'exprime alors facilement comme dans l'équation (IV.6).

$$R_{th} = \frac{1}{Q_m c} \quad (\text{IV.6})$$

IV.3.2 Résultats du réseau thermique BP2

Une fois tous les modifications faites, il convient de comparer les simulations de ce réseau thermique avec les essais menés sur le banc (cf. Tableau IV.1).

IV.3.2.1 Refroidissement du banc BP2

Comme dans le cas du banc BC6, une comparaison avec des essais de refroidissement est primordiale pour estimer la bonne modélisation de l'ensemble du système et notamment l'existence de ponts thermiques qui ne seraient pas pris en compte dans les frontières du modèle thermique.

Lors du refroidissement, le circuit de recirculation de l'huile est éteint tout comme la ventilation au niveau de la cloche. La prise en compte de ces éléments dans le réseau thermique se fait en poussant à l'infini la résistance thermique de transport entre le bain d'huile et le circuit de recirculation. Toutes les résistances de convection sont alors considérées comme des convections naturelles. Les résistances de striction au niveau des nœuds zones de contact sont évaluées avec un niveau de couple "résiduel" ($<20 \text{ N.m}$)⁴.

Une fois ces modifications apportées au réseau, une simulation de refroidissement est lancée et comparée aux mesures sur banc. Cette comparaison est donnée en Figure IV.5 pour les nœuds de bain d'huile, de la face avant du porte-satellite⁵ et des deux roulements coniques. Une bonne concordance peut être observée entre la simulation et les mesures (écart maximal de température de 4°C , au niveau du bain d'huile⁶). Il est donc possible de conclure sur la bonne modélisation des échanges entre les différents nœuds de carter et l'environnement.

4. Soit 25 fois plus faible que le couple le plus faible appliqué sur le réducteur.

5. Dans le cas du porte-satellite, la comparaison porte uniquement sur 20 000 s car la mesure s'est brusquement arrêtée.

6. Ce qui n'est pas surprenant car la recirculation, bien qu'arrêtée, reste un point froid du réseau au début du refroidissement et cela n'est pas pris en compte ici.

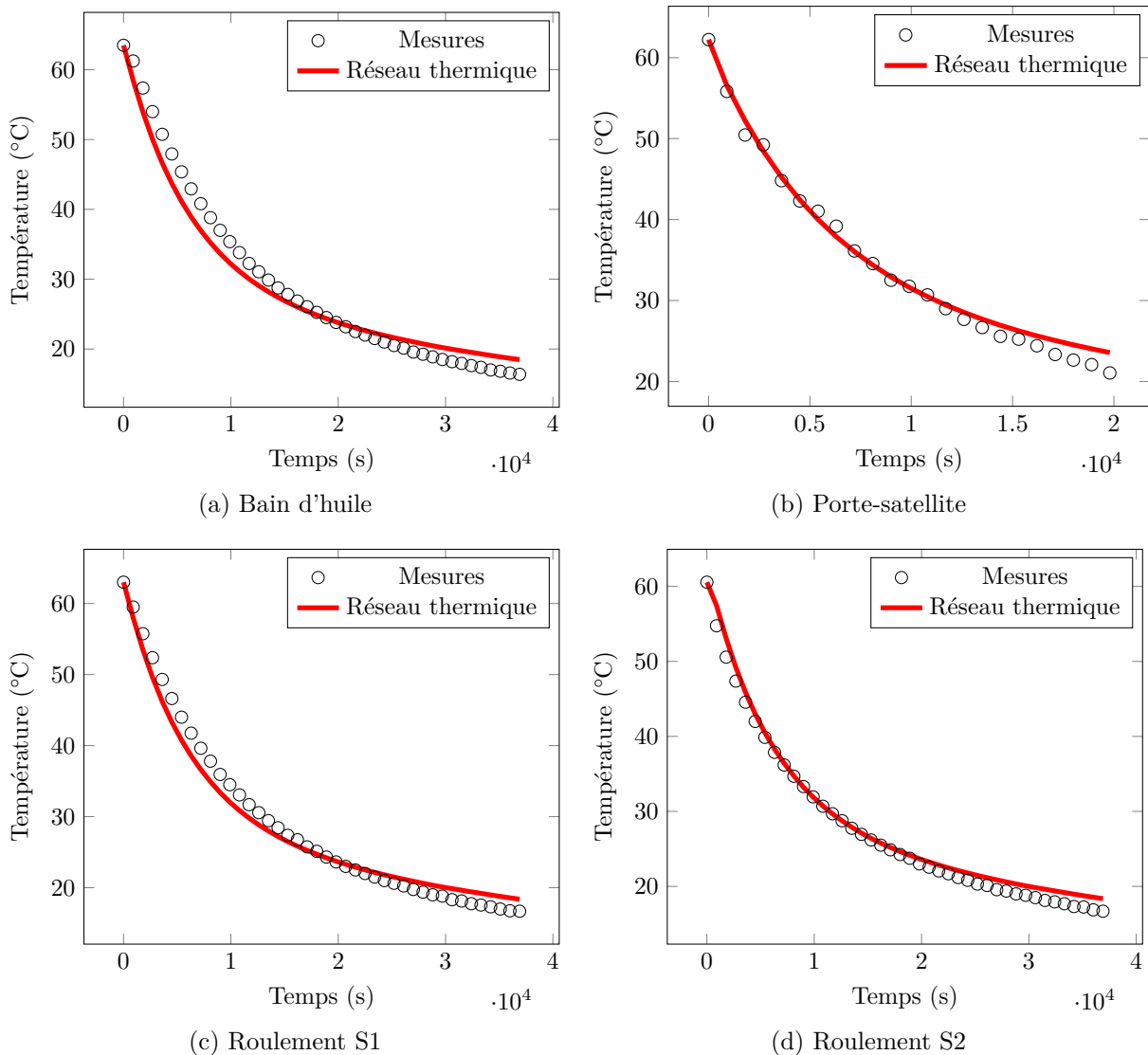


Figure IV.5 – Comparaison de la réponse numérique en refroidissement du réseau thermique et les mesures sur banc pour un volume de +37 mm

IV.3.2.2 Chauffage du banc BP2

Dans le chapitre précédent, le réducteur AVERY n'était soumis qu'aux pertes indépendantes de la charge : barbotage dans le bain d'huile et les pertes hydrodynamiques des roulements.

Seulement, un point vital de ce réducteur chargé est la perte par frottement aux dentures, grandement influencée par le coefficient de frottement f (comme montré dans la partie I.3.1). Pour déterminer ce coefficient trois méthodes sont possibles :

- Utiliser une loi de prédiction moyenne du coefficient de frottement comme la loi de la norme ISO TR 14179-2 présentée dans l'équation (I.10). L'inconvénient est que ces lois moyennes se révèlent peu précises et ne sont pas adaptées à tous les types de transmission.
- Utiliser une méthode expérimentale comme évoquée dans la partie I.3.2.
- Partir d'une valeur nominale de frottement f puis la faire varier jusqu'à atteindre une bonne concordance entre la simulation et les essais. Ce facteur étant la seule

réelle inconnue de la simulation, cette méthode est plus rapide mais reste moins précise que la méthode expérimentale : elle ne prend par exemple pas en compte parfaitement le phénomène de rodage ou bien encore l'influence de la température du lubrifiant sur le contact. Elle donne cependant une bonne approximation de la valeur moyenne tout au long de l'essai.

Pour garder du sens physique dans la valeur de f testée, une plage de variation est fixée. Cette plage se base sur les mesures de couple faites sur chacun des arbres : en intégrant l'imprécision des deux capteurs à la mesure, il est possible de répercuter cette imprécision sur la mesure. Une fois cette imprécision connue, à partir des modèles de pertes présentés plus tôt, en supposant que seule la perte par frottements aux dentures va varier fortement avec le couple, il est possible d'en déduire une valeur minimale de f ainsi qu'une valeur maximale permettant de rester dans la zone d'incertitude de la mesure. Après investigations, il est possible de déduire :

$$f \in [0,01 ; 0,07] \quad (\text{IV.7})$$

Cependant, d'après les nombreux travaux présentés dans la section I.3.2, le coefficient de frottement f varie avec la vitesse linéaire moyenne des deux surfaces ainsi qu'avec la charge qui lui est appliquée. Il n'est donc pas judicieux de considérer un coefficient de frottement constant sur l'ensemble de la simulation ici. Pour prendre en compte cette variation, une première approche est d'utiliser la formule de la norme ISO 14179-2 [39] donnant la dépendance du coefficient de frottement avec la charge appliquée et la vitesse linéaire moyenne :

$$f \propto \left(\frac{F}{V_{\Sigma}} \right)^{0,2} \quad (\text{IV.8})$$

Cette dépendance est mise en place dans le calcul de la perte à l'engrènement. Dans la suite, la valeur de f donnée est la valeur de départ (donc à froid et au chargement le plus faible).

Ainsi, une simulation est faite pour de nombreuses valeurs de f comprises dans l'intervalle donné dans l'équation (IV.7). Ces simulations sont comparées aux mesures faites sur le banc BP2 pour une vitesse d'entrée de 450 tr/min et une série de couple résistant de 500, 1000 et 2000 N.m. Sur la Figure IV.6 se trouve une comparaison des mesures de température avec les simulations thermiques pour le bain d'huile. Il est à noter qu'entre le premier chargement (500 N.m) et le dernier (2000 N.m), le coefficient est multiplié par un facteur 1,32.

Il est possible d'observer qu'une valeur de f autour de 3% permet d'avoir une bonne concordance⁷. Une valeur de f plus basse entraîne une sous-estimation des pertes globales comme le suggère la température en régime permanent plus basse que celle mesurée. Une valeur trop importante entraîne une sur-estimation des pertes mais aussi une erreur dans la dynamique globale de l'évolution de la température.

Ici, seule la comparaison dans le cas du bain d'huile est montrée mais, dans les faits, c'est bien la comparaison de l'évolution des températures de plusieurs éléments simultanément qui donne la validité d'une simulation. Une comparaison de ce type est donnée sur la Figure IV.8 pour une vitesse d'entrée de 450 tr/min, une série de couple résistant de 500, 1000 et 2000 N.m et un coefficient de frottement $f = 3\%$.

7. Cette valeur reste d'ailleurs dans l'ordre de grandeur des coefficients de frottements observés dans l'industrie pour de telles applications.

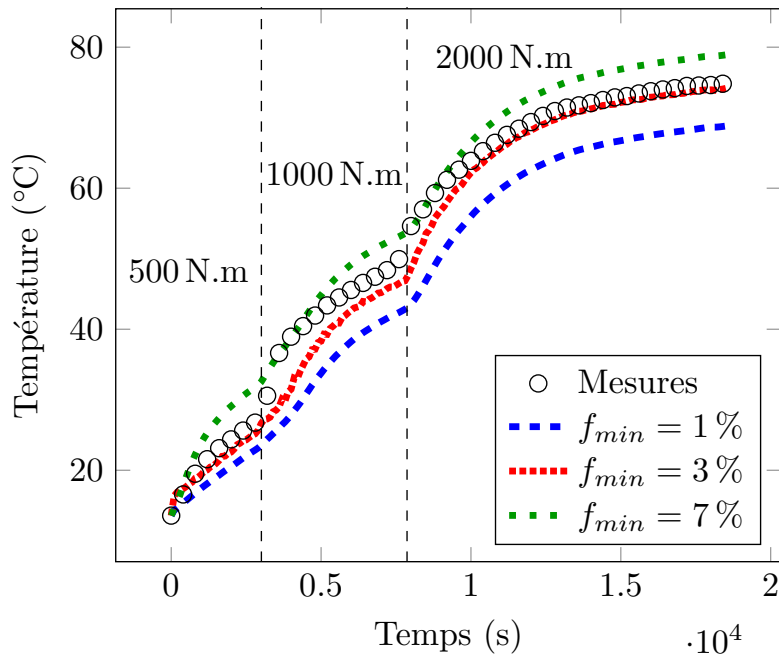


Figure IV.6 – Comparaison de plusieurs réponses thermiques en fonction de la valeur de coefficient de frottement utilisée $f = [0,1 - 0,3 - 0,7]$ et des mesures pour le bain d’huile. Vitesse d’entrée de 450 tr/min et une série de couple résistant de 500, 1000 et 2000 N.m

La simulation montre une bonne concordance avec les mesures sur le banc BP2. Il est, par ailleurs, possible de quantifier les contributions de chacun des postes de pertes à la perte de puissance totale. Un diagramme de ces contributions, prises au temps final, est donné sur la Figure IV.7. Il est alors possible d’observer que la perte par frottements aux dentures est prépondérante sur la perte totale avec une contribution non négligeable, de plus, de la perte au sein des roulements coniques.

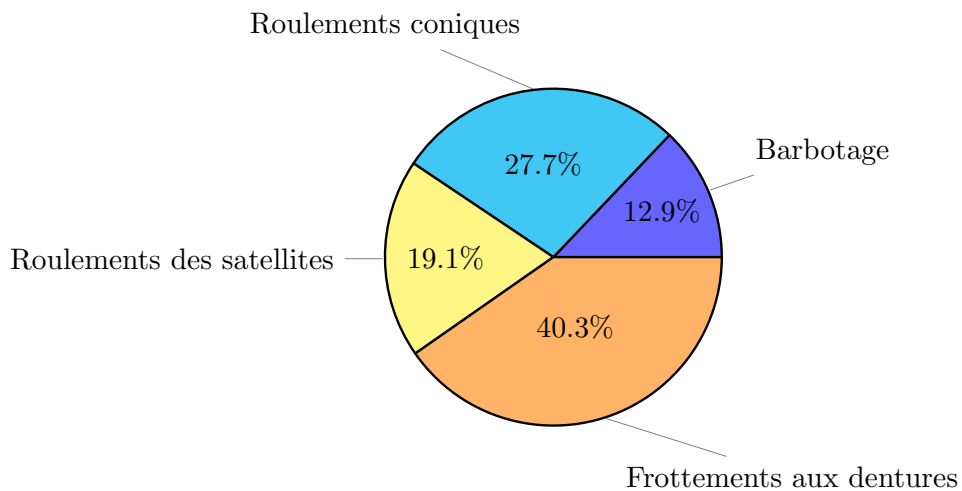


Figure IV.7 – Diagramme des contributions à la perte globale pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et un couple résistant de 2000 N.m

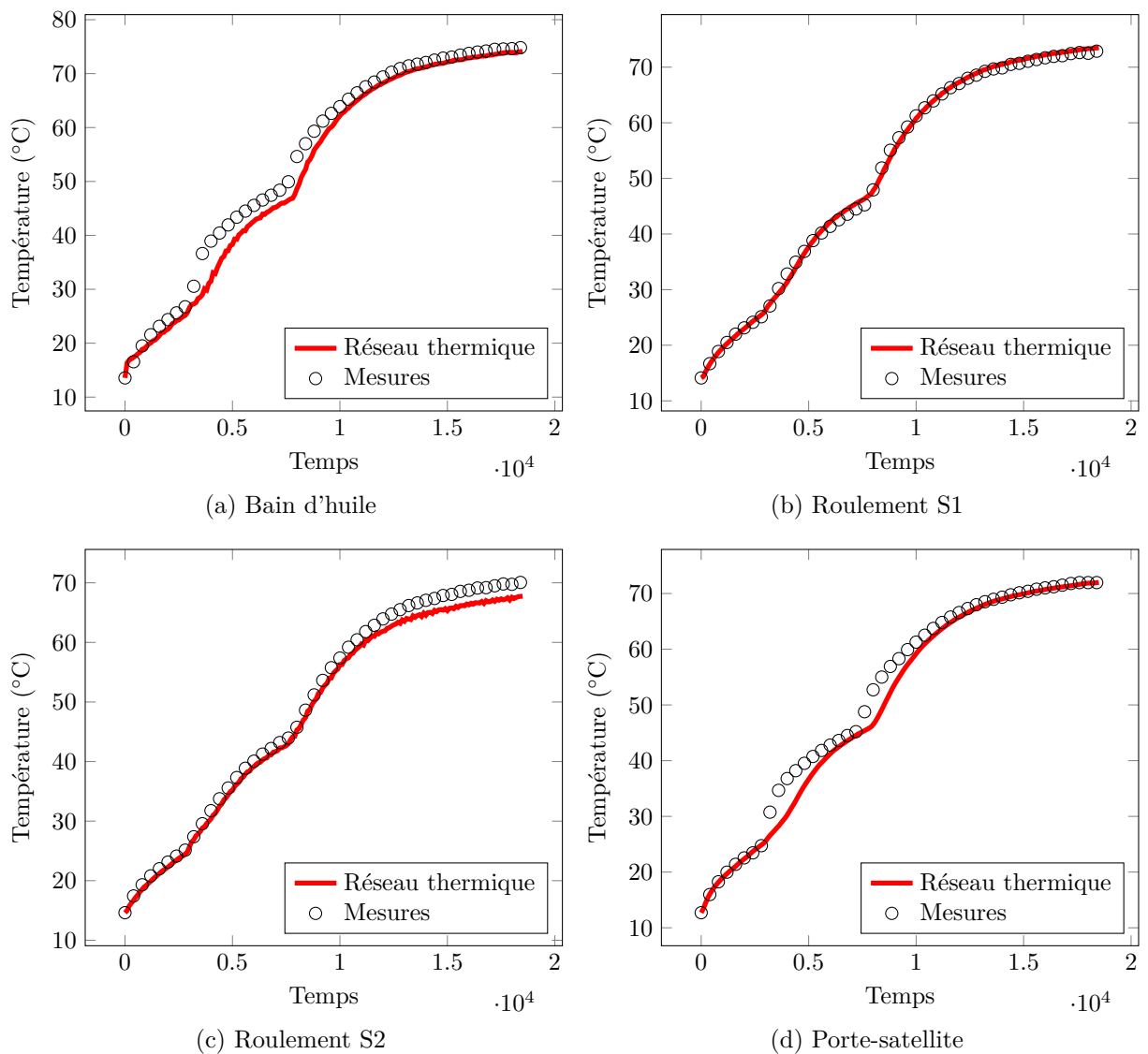


Figure IV.8 – Comparaison des réponses thermiques du réseau thermique et de la mesure pour une vitesse d'entrée de 450 tr/min, trois couples résistant de 500, 1000 et 2000 N.m, un volume d'huile de 37 mm et un coefficient de frottement de 3%

IV.3.2.3 Influence du volume d'huile

Sur le modèle de ce qui a été fait dans la partie III.4.4.2 du chapitre III, il est possible de simuler une diminution du volume d'huile au sein du réducteur. Comme dans le chapitre précédent, les deux mêmes volumes sont testés : -15 mm et $+37$ mm. La vitesse de rotation du réducteur est fixée à 450 tr/min et le couple résistant à 2000 N.m. La température de l'environnement est fixée à 20 °C. Seule la température en régime permanent est calculée.

Les résultats de cette comparaison sont donnés sur la Figure IV.9. La déduction marquante qui peut être tirée de ce résultat est que l'impact du volume d'huile est moins important lorsque la transmission est chargée. Cela s'explique par le fait que les seules pertes dépendantes du volume d'huile dans la simulation sont la perte par barbotage ainsi que la perte hydrodynamiques des roulements. Ces deux postes de pertes représentent une partie mineure de la perte globale dans le cas chargé.

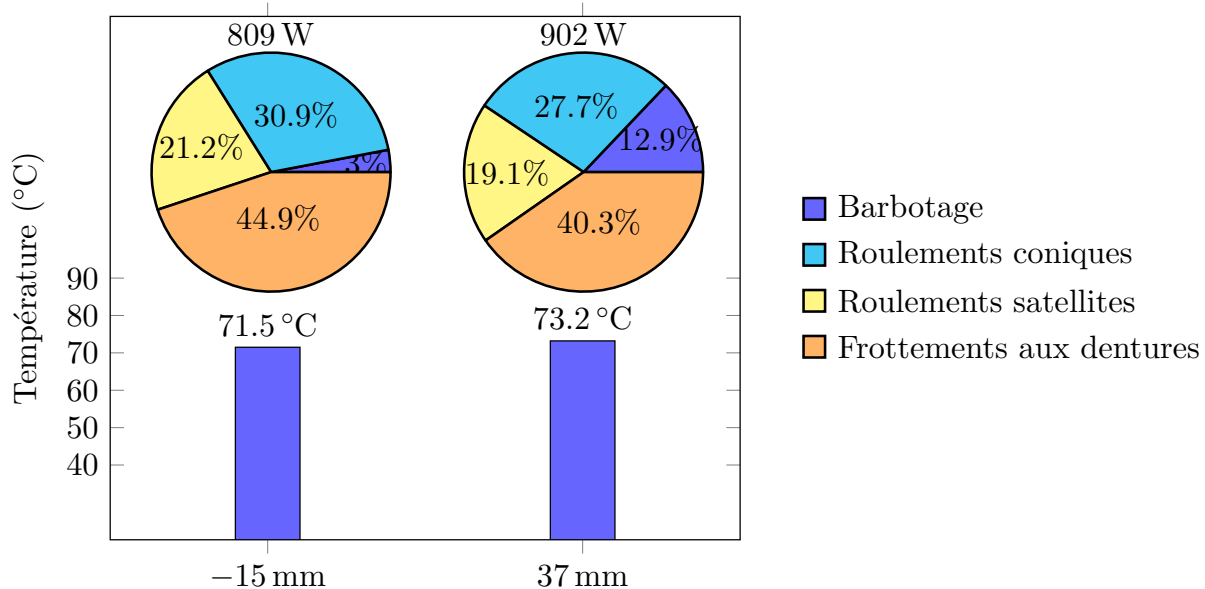


Figure IV.9 – Comparaison des températures finales du bain d'huile et des contributions à la perte totale pour deux volumes d'huile différents, une vitesse de rotation de 450 tr/min et un couple résistant de 2000 N.m

En revanche, ce résultat doit être nuancé par le fait que la simulation est faite sur le réducteur AVERY monté sur le banc BP2. Comme évoqué plus haut, ce banc a la particularité d'avoir un circuit de refroidissement dédié permettant l'évacuation d'une grande quantité de chaleur du bain d'huile. Un histogramme des contributions au refroidissement du banc BP2 est donné sur la Figure IV.10 : le circuit de refroidissement de l'huile représente plus de 70% de la chaleur évacuée par le réducteur. Cela implique que les effets d'inertie thermique du bain d'huile sont diminués car l'huile est refroidie. Pourtant c'est aussi là qu'est l'intérêt d'avoir un volume d'huile important au sein du réducteur : emmagasiner une plus grande quantité de chaleur pour refroidir efficacement le réducteur et notamment ses zones de contact fortement chargées. Il reste donc encore un point d'ombre, ici, pour pouvoir conclure sereinement sur le volume optimal d'huile à utiliser.

Il reste à mener une étude sur un cas d'application, sans banc d'essais, pour pouvoir simuler le comportement thermique réel de cette transmission.

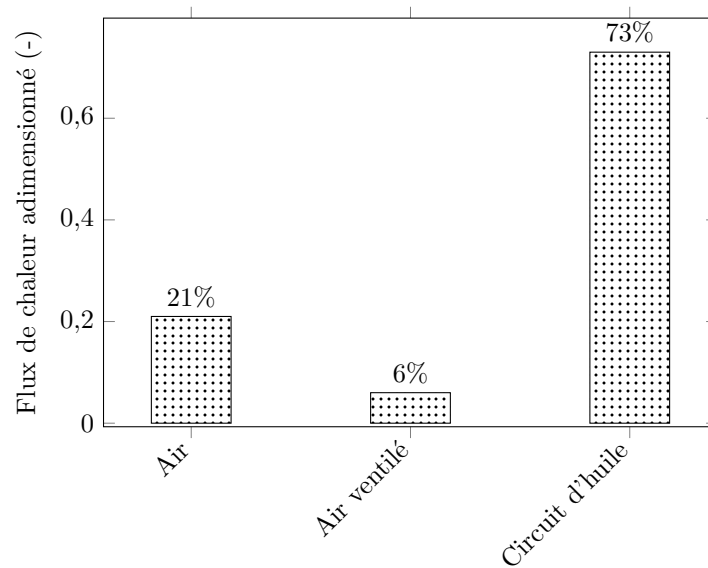


Figure IV.10 – Diagramme de contribution à l'évacuation de la chaleur des éléments échangeant avec l'air, l'air ventilé et le circuit d'huile, adimensionné à la contribution totale. Contributions relevées au temps $t = t_{final}$

IV.4 Application sur un cas de chargement réel

Le réseau thermique construit jusqu'à maintenant a permis de valider les différentes hypothèses concernant la modélisation du réducteur AVERY au niveau thermique. Il a aussi permis de valider les modèles de pertes utilisés. Cela dit, toutes les simulations jusqu'à maintenant concernaient le réducteur AVERY monté sur des bancs d'essais permettant de le charger (banc BP2) ou non (banc BC6). Dans la réalité, ce réducteur est un composant d'un système bien plus complet comprenant des moteurs, des différentiels et des couples coniques. Ainsi, le réseau thermique du réducteur AVERY doit être modifié en conséquence pour tenir compte une nouvelle fois de son environnement. Cependant ces modifications sont mineures.

L'application du réducteur AVERY choisie est un tramway. Sur le réducteur se trouve, boulonnée, la roue du tramway. Le réducteur se trouve, lui, au bout d'un pont lui-même entraîné par une motrice. Une schématisation du montage du réducteur AVERY est donnée sur la Figure IV.12.

IV.4.1 Conditions opératoires

La température de l'environnement est fixée à 25 °C sur la totalité de la simulation. Le volume d'huile au sein du réducteur est de 37 mm et tous les éléments sont considérés à une température ambiante de 25 °C au début de la simulation.

Les conditions opératoires sont issues de mesures sur site pour être les plus proches possibles de la réalité. Ainsi, le couple et la vitesse d'entrée sont des données d'entrée et sont tracées sur la Figure IV.11. Les variations très rapides de vitesse et de couple sont caractéristiques du trajet d'un tramway. Pour donner des ordres de grandeurs, la vitesse du tramway ne dépasse pas les 40 km/h sur un temps simulé de 7800 s soit un peu plus de 2 h.

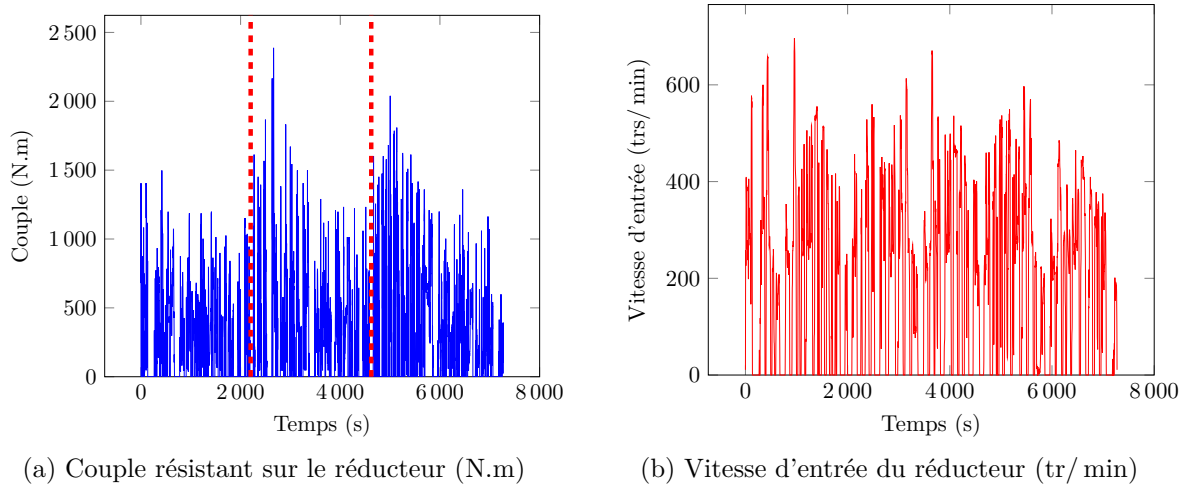


Figure IV.11 – Conditions opératoires sur le réducteur AVERY pour son application dans un tramway

IV.4.2 Réseau thermique d'un réducteur AVERY sur son application industrielle

Le réseau thermique du banc BP2 étant celui le plus proche de l'application décrite plus haut, celui-ci est réutilisé avec quelques modifications pour prendre en compte les spécificités de l'application réelle.

IV.4.2.1 Modifications sur la modélisation thermique par rapport au banc BP2

Plusieurs modifications ont été faites :

- Le réducteur AVERY étant accrochée à une roue, il est exposé, en partie, directement à l'air extérieur. Il reste cependant une grande partie du réducteur qui reste contenue sous le tramway. Ainsi, les échanges avec l'extérieur sont divisés de deux façons (se reporter à la Figure IV.12) :
 - La partie non exposée (porte-moyeu ainsi que la fusée) se comporte comme dans le cas du banc BP2 : l'échange est dirigé par la vitesse de rotation du porte-moyeu, la vitesse d'avance du tramway est considérée comme n'influant pas.
 - La partie exposée (porte-satellite extérieur) se comporte, elle, différemment que pour le banc BP2 : cette fois-ci c'est la vitesse d'avance du tramway qui prévaut pour les échanges avec l'extérieur. La présence de la roue est par ailleurs prise en compte, comme pour le cas de la fusée, comme une ailette accrochée au porte-satellite extérieur. La même résistance que celle décrite en III.3.2.3 est utilisée (seules les dimensions changent).
- Par ailleurs, seul l'environnement est considéré comme nœud limite, ici. Pas de circuit de refroidissement ou bien de ventilation particulière.
- L'ailette de la fusée n'est pas exactement identique à celles du montage sur les bancs BC6 et BP2. Cependant pour prendre en compte le montage de la fusée sur le pont différentiel en amont, une ailette est considérée avec des dimensions

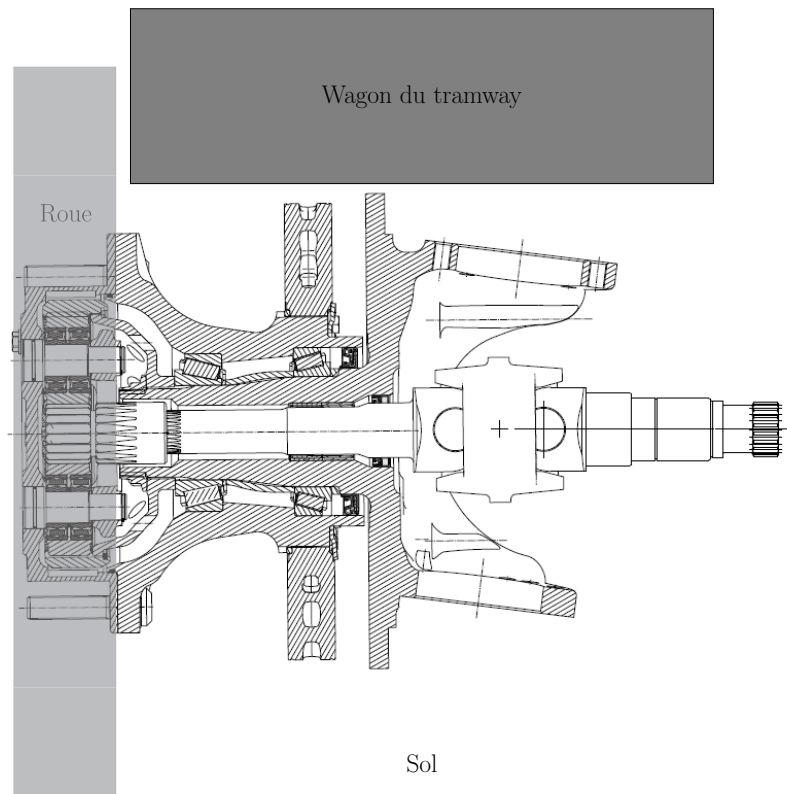


Figure IV.12 – Schéma du montage du réducteur AVERY sur le tramway

différentes. La même résistance que celle décrite en III.3.2.3 s'applique donc mais avec des dimensions différentes que celles utilisées dans le cas de BC6 et BP2.

Ces modifications amènent à un réseau thermique légèrement différent de celui utilisé pour BP2 et BC6. Ce réseau est donné dans la Figure IV.13.

IV.4.2.2 Les pertes de puissances au sein du réducteur

Les pertes de puissances considérées pour cette application sont exactement celles du cas BP2. Ainsi, il y a :

- Les pertes par barbotage (traînée et piégeage) qui sont injectées sur le noeud du bain d'huile,
- Les pertes au sein des roulements : les mêmes f_0 et f_1 que ceux déterminés dans le cas de BP2 sont utilisés pour calculer la perte selon les formules de Harris [34]. Ces pertes sont injectées directement sur les noeuds des roulements.,
- Les pertes par frottement aux dentures : le même coefficient de frottement f que dans le cas de BP2 est d'abord utilisé. Ces pertes sont directement injectées sur les zones de contact intérieures et extérieures.

Ces pertes sont rapportées sur le schéma du réseau sur la Figure IV.13.

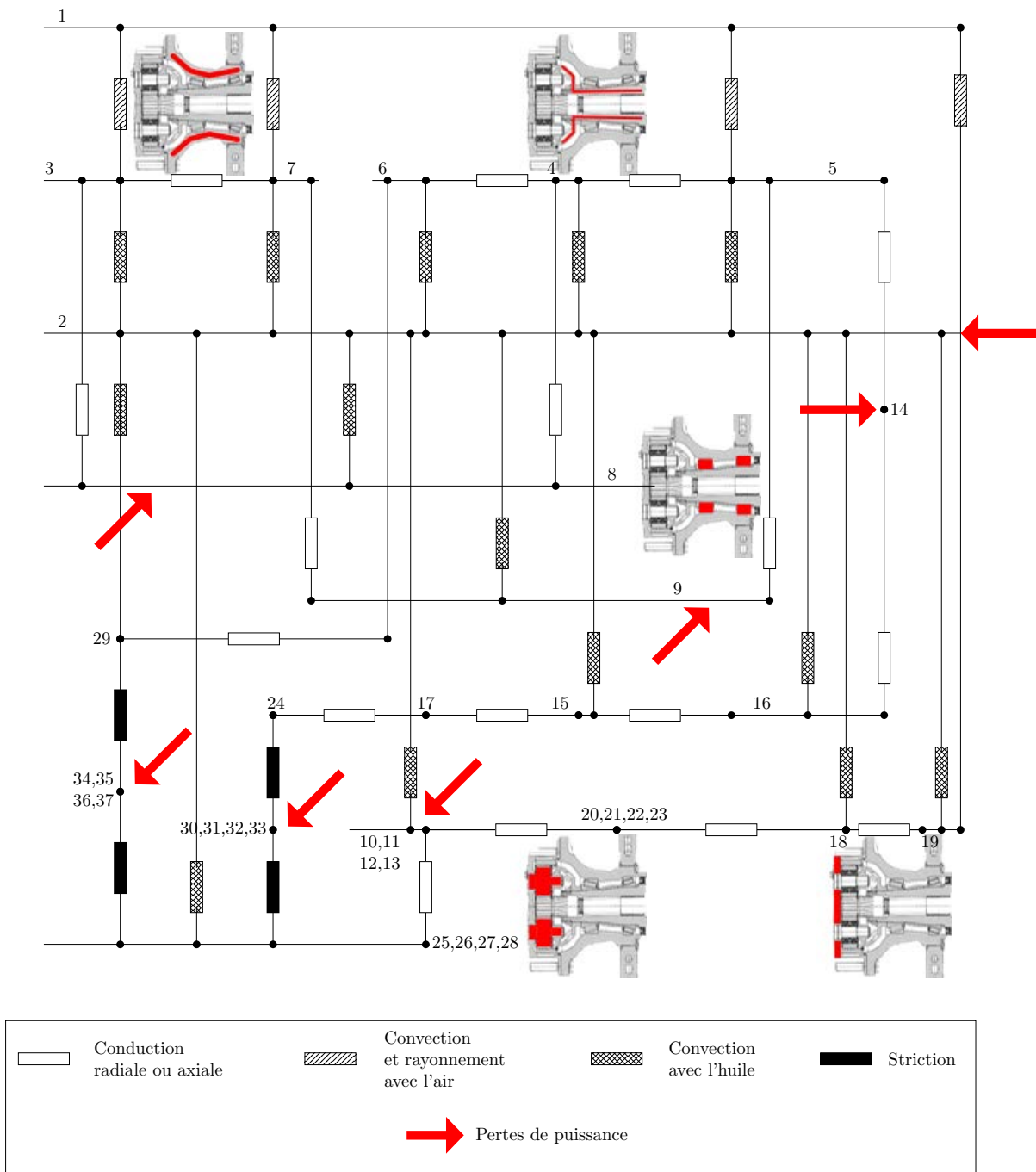


Figure IV.13 – Réseau thermique dans le cas d’une application industrielle du réducteur AVERY

IV.4.3 Simulation de l'évolution des températures

La simulation du réseau thermique est capable de produire l'évolution des températures sur les 7800 s, environ, correspondant aux mesures de couple et de vitesse. Le pas de temps pour la simulation est pris égal au pas de temps des histogrammes, présentés sur la Figure IV.11, c'est-à-dire 0,5 s. Un pas de temps aussi fin est nécessaire car les variations des conditions opératoires font parties intégrantes de la simulation du réducteur du tramway. Ici, les quatre éléments montrés sur la Figure IV.15 sont le bain d'huile, les roulements des satellites et les deux roulements coniques S1 et S2. Ces quatre éléments ont été choisis car ils sont chacun source de chaleur et des éléments cruciaux dans le fonctionnement du réducteur.

IV.4.3.1 Résultats de la simulation

L'observation première qu'il est possible de faire à la vue de ces évolutions est le fait qu'il est possible de distinguer trois phases distinctes de monter de température sur chacun des éléments. En comparant l'instant de début de ces montées, une corrélation peut être faite avec l'évolution du couple qui présente, elle aussi, trois fortes variations du couple aux mêmes instants (à environ 2200 s et 4500 s). Ces trois zones sont délimitées par des lignes pointillées rouges, sur la Figure IV.11a. Cette corrélation est étayée par les conclusions précédemment faites pour le banc BP2 : la perte par frottement aux dentures, fortement dépendante du couple résistant, est prépondérante sur la perte totale. Il est donc normal que l'évolution de la température soit guidée par cette perte de puissance.

Bien que les conditions opératoires changent très rapidement, il est possible de calculer la contribution de chacune des pertes à la perte totale, à chaque instant. Ainsi deux diagrammes sont donnés sur la Figure IV.14 représentant deux cas de charge au cours de la simulation : un tramway avançant peu vite mais ayant besoin de beaucoup de couple (un démarrage par exemple) ; et un tramway avançant à sa vitesse de croisière et nécessitant donc peu de couple (une longue ligne droite par exemple). La première chose remarquable est la valeur de la perte totale qui varie du simple au double selon les deux cas : le frottement représente une contribution substantielle à la perte totale, il est donc normal de trouver une valeur de perte plus faible lorsque le réducteur est peu chargé. La différence dans les contributions de pertes est alors notable : le frottement aux dentures est une source très importante de pertes lorsque le réducteur est soumis à un couple résistant très important (un tramway en montée, au démarrage et rempli de passagers) mais quasiment négligeable lorsque le tramway est soumis à un couple résiduel (potentiellement, un tramway lancé sur une ligne droite). C'est d'ailleurs dans ce cas qu'il est possible d'observer une augmentation de la contribution des pertes indépendantes de la charge comme celles au sein des roulements et le barbotage dans le bain d'huile.

Ces résultats semblent plausibles aux vues des conclusions présentées plus tôt dans le manuscrit lors des études du réducteur sur les bancs BC6 et BP2.

Maintenant qu'il a été montré qu'il était possible de modéliser, avec confiance, le réducteur AVERY sur son application industrielle, il reste à utiliser cet outil comme un outil d'optimisation du réducteur.



Figure IV.14 – Comparaison des diagrammes de contribution des sources de pertes pour un cas à faible charge, haute vitesse et un cas à forte charge, faible vitesse

Remarque : Il est impératif de bien noter que le fonctionnement, par essence transitoire, d'un tramway n'est pas anodin ici. La lubrification par barbotage implique que le bain d'huile n'est qu'un tampon redistribuant la chaleur et ainsi il est impératif que la charge et la vitesse ne soient pas constantes. En effet, si le réducteur devait fonctionner en régime permanent sous les mêmes conditions opératoires (fortes charges et faibles vitesses), les températures du bain d'huile et du système tout entier s'élèveraient dangereusement. Les conditions opératoires, que doit soutenir le réducteur, doivent impliquer un fonctionnement transitoire. Cela semble, d'ailleurs, être une caractéristique inhérente à la lubrification par barbotage dans le cas de conditions extrêmes comme celles-ci : sans un circuit de refroidissement du bain d'huile, il est impossible pour le réducteur AVERY de soutenir une forte charge (>1500 N.m) sans présenter une thermique pouvant conduire à l'avarie (perte des caractéristiques physiques des huiles pouvant conduire à une avarie des roulements ou du grippage des dentures, par exemple).

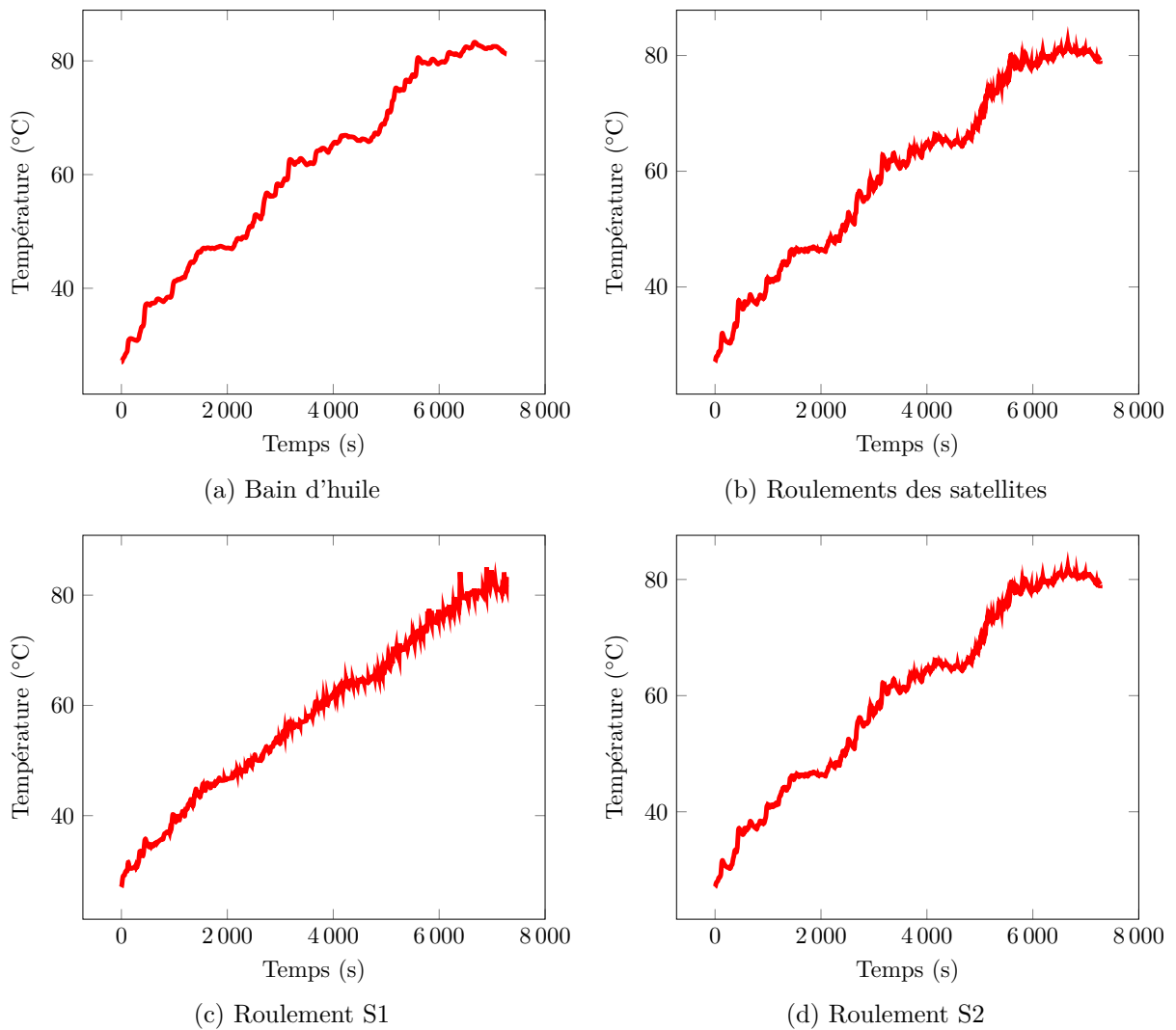


Figure IV.15 – Évolution des températures pour certains éléments du réducteur sur son application tramway avec les conditions de couple et de vitesse données sur la Figure IV.11

IV.4.3.2 Optimisation du réducteur AVERY : proposition d'axes de travail

Il est possible d'optimiser le réducteur AVERY sous différents aspects :

- L'aspect **géométrique** : une modification de la géométrie du réducteur pourrait, potentiellement, changer les différents écoulements d'huile au sein de celui-ci et, probablement, faire varier la perte par barbotage.

Au regard des résultats précédents, il paraît difficile de faire ce type d'optimisation sur l'outil de modélisation développé ici. En effet, il a été montré que la perte par barbotage dépendait grandement de la géométrie du réducteur et des écoulements locaux. Il serait donc nécessaire de mener une nouvelle investigation sur les pertes par barbotage, ce qui n'est pas l'objectif ici.

- L'aspect **contact** : l'amélioration des conditions de contact pourrait aboutir à une diminution du coefficient de frottement des contacts de dentures au sein du réducteur. Il a été prouvé plus tôt que ce poste de perte est une source non négligeable de la perte totale. Dans le cas de l'outil de modélisation développé ici, il est possible de simuler facilement l'impact de la diminution du coefficient de frottement sur la thermique du réducteur.

Une telle simulation a été faite avec le réseau thermique construit plus haut : deux simulations ont été menées, l'un avec un coefficient de frottement de 4 % (pris pour une charge de 500 N.m et une vitesse de 450 tr/min, celui-ci varie toujours selon la formule donnée en (IV.8)) et l'autre un coefficient diminué de 10 %, égal à 3,6 %. Dans la réalité, une telle diminution est envisageable par un travail sur les états de surface des dentures, ou encore un changement du couple matériau-lubrifiant. Le résultat est donné sur la Figure IV.16. Ces deux simulations utilisent, par ailleurs, toujours les conditions opératoires décrites dans la section IV.4.1.

La diminution du coefficient de frottement semble être un bon moyen pour diminuer la perte totale du réducteur et ainsi réduire la température des composants du réducteur AVERY en fonctionnement.

- L'aspect **volume d'huile** : il a été évoqué à de nombreuses reprises que le volume de bain d'huile était un point important pour plusieurs raisons :
 - Il doit veiller à la bonne lubrification des contacts des dentures.
 - Il emmagasine une partie de la chaleur du réducteur.

La recherche du volume d'huile optimal semble donc un travail double : d'une part, un aspect thermique, facilement modélisable, comme montré dans la partie IV.3.2.3 ; d'autre part, un aspect tribologie et une réflexion sur la quantité d'huile nécessaire pour avoir une lubrification optimale.

Remarque : Dans cette dernière simulation du réducteur AVERY sur son application de tramway, les freins n'ont jamais été évoqués. Ce choix est conscient car les freins représenteraient, en eux-mêmes, une étude particulière. En effet, les freins jouent non seulement un rôle évident de freinage du réducteur, et donc de chauffage local de celui-ci, mais aussi d'ailette thermique et donc d'évacuation de chaleur. Cette dualité est un cas tout à fait particulier dans cette application et nécessite une étude toute particulière pour prendre en compte correctement les freins sur ce réducteur. Voilà pourquoi il a été choisi de ne pas les prendre en compte du tout dans les simulations thermiques pour le moment. Cela restera donc un point à améliorer dans le futur pour simuler complètement le réducteur AVERY.

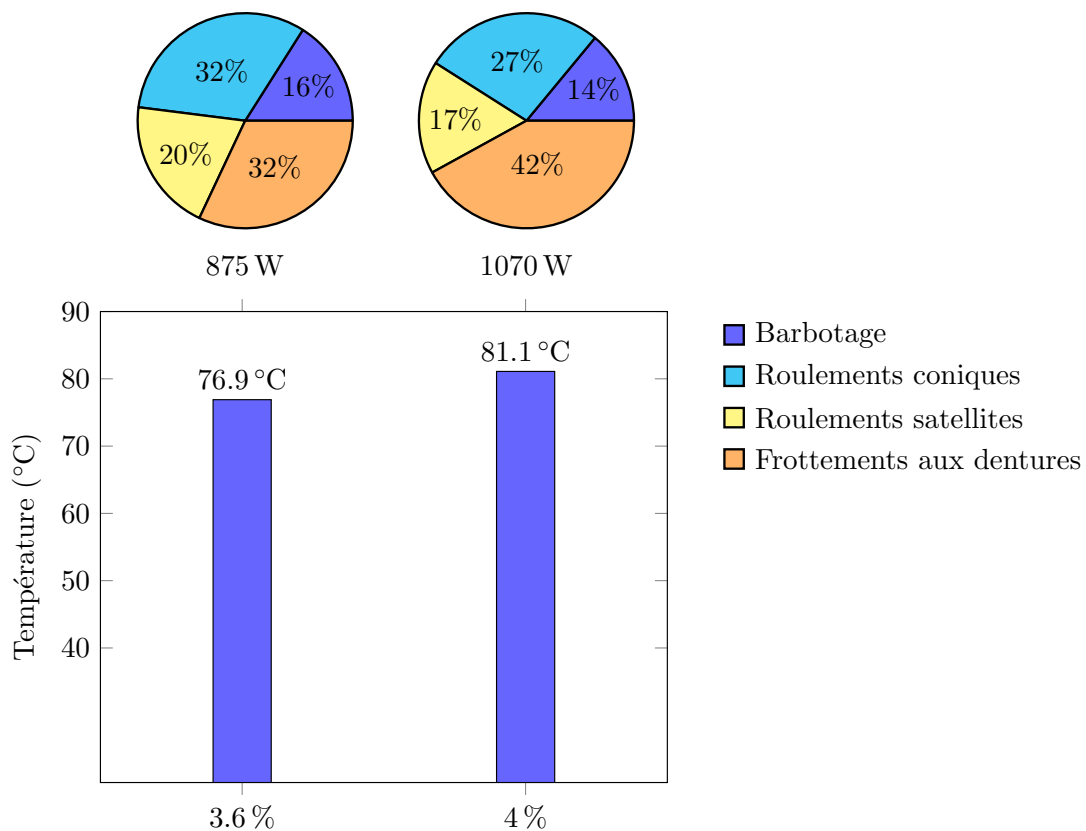


Figure IV.16 – Comparaison de la température de bain d’huile lors d’une diminution du coefficient de frottement minimal de 4 % à 3,6 %. Les diagrammes de contribution sont données lorsque le réducteur est soumis à une charge de 1809 N.m et une vitesse de 143 tr/min

IV.5 Conclusion

Ce chapitre a abordé la construction du réseau thermique pour le banc d’essais BP2 permettant de charger un réducteur AVERY. Ce nouveau banc a été présenté succinctement. Le chargement du réducteur a apporté des modifications du réseau thermique ainsi que l’ajout des pertes par frottement aux dents :

- L’ajout de deux nœuds limites permettant de modéliser le circuit de recirculation d’huile et la ventilation sur le porte-satellite.
- L’ajout de résistance de striction pour modéliser les échanges de chaleur au niveau des zones de contact des dents. L’ajout, aussi, d’une résistance de transport entre le bain d’huile et le circuit de recirculation d’huile.
- La perte à la denture est calculée par les formules données par Durand de Gevigny, prenant en compte les corrections de dents. La valeur du coefficient de frottement a été déduite en comparant les simulations aux mesures. Sa valeur moyenne oscille autour de 4 %.

La simulation thermique a donné de bons résultats en comparaison des mesures faites sur le banc BP2.

Une étude sur le volume d'huile au sein du réducteur a été faite. Celle-ci a montré que le volume d'huile influait peu sur la température de bain d'huile vu que les pertes par barbotage et hydrodynamiques des roulements étaient minoritaires comparées aux pertes par frottement aux dentures.

Une fois le réseau thermique du banc validé, une simulation pour un cas de chargement réel a été faite. Celle-ci a, elle aussi, nécessité une modification du réseau thermique existant pour prendre en compte les particularités de l'application industrielle simulée :

- Seul le nœud limite de l'air a été retenu mais les convections forcées prennent en compte un flux d'air rectiligne avançant à la vitesse du véhicule.
- L'ailette de la fusée a été modifiée pour prendre en compte les particularités géométriques de la transmission totale.

Cette simulation d'un cas réel a permis de donner une prédiction de l'évolution des températures pour des conditions opératoires réelles. Il a, par ailleurs, été souligné que le caractère transitoire des conditions opératoires (caractéristiques, s'il en est, du trajet d'un tramway) était un point vital pour l'utilisation de la lubrification par barbotage d'une telle transmission, soumise à de fortes charges et de faibles vitesses.

Il a aussi été évoqué des axes de réflexion pour l'optimisation de telles transmissions lubrifiées par barbotage : l'aspect géométrique, l'aspect tribologique et l'aspect optimisation du volume d'huile, ces deux derniers points étant intimement liés. Une première simulation, montrant le potentiel d'utilisation du réseau thermique, a été donnée en comparant les températures maximales du bain d'huile en fonction du coefficient de frottement du contact entre dentures.

Enfin, le rôle des freins, dans le cadre de l'application réelle du réducteur, a été évoqué succinctement et nécessitera une étude toute particulière pour pouvoir les prendre en compte convenablement dans la simulation thermique du réducteur AVERY.

CONCLUSION GÉNÉRALE

La présente étude montre que les problématiques de thermique au sein de réducteurs épicycloïdaux étaient un enjeu crucial pour la fiabilité et le rendement de ces derniers.

A partir de la problématique posée en introduction, il convient de répondre à chaque question adressée.

La première était : **est-il possible de prédire les valeurs de tous les postes de pertes d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage ?**

La littérature propose une analyse poussée des pertes en ce qui concerne les trains d'engrenages conventionnels. De nombreux modèles applicables aux trains épicycloïdaux a été retenu. Cependant, en ce qui concerne les trains épicycloïdaux, elle porte toutefois uniquement sur le cas d'une lubrification par injection. Ainsi, l'absence de modèle de prédiction des pertes par barbotage spécifique aux trains épicycloïdaux a été notée.

La première étape de ce travail a, donc, été de développer un modèle de prédiction des pertes par barbotage au sein d'un train épicycloïdal. Pour ce faire, un banc d'essais du LabECAM, nommé dans "banc ECAM" ce manuscrit, a été utilisé. Il permet de mesurer précisément les pertes dans un train épicycloïdal modulaire. Une vaste campagne d'essais a été menée avec comme objectif, d'abord, d'observer le comportement du bain d'huile au sein de la transmission. Le résultat marquant de cette phase est l'établissement, par les forces centrifuges, d'un anneau d'huile. Il a cependant été relevé que cet anneau ne se formait pas immédiatement. Une investigation toute particulière a donc été menée pour établir un modèle d'apparition de l'anneau d'huile. Deux critères ont été mis en évidence : un critère portant sur le volume du bain d'huile et un autre sur les conditions opératoires.

Une fois ces critères de prédiction développés, l'établissement du modèle de perte par barbotage se devait de prendre en compte la présence ou non de cet anneau d'huile. Deux cas ont donc été considérés : lorsque l'anneau d'huile est présent et lorsqu'il ne l'est pas. La première partie du travail a consisté dans l'étude des pertes par barbotage lorsque l'anneau était formé. Une méthode par analyse dimensionnelle a été utilisée.

La modularité permise par le banc ECAM a permis d'isoler la contribution de chacun des éléments tournants (satellites, porte-satellite et solaire) de la perte par traînée. Ainsi, deux modèles distincts ont vu le jour : un modèle pour le porte-satellite et un autre pour les satellites.

Par ailleurs, il a été remarqué qu'un modèle de perte par traînée du solaire ne pouvait pas être établi dans cette étude du fait de l'impossibilité d'avoir un anneau d'huile suffisamment épais pour l'atteindre. Une autre limite évoquée des modèles développés est que le banc ECAM ne permet pas de tester plusieurs réducteurs différents pour mettre en évidence l'influence de la géométrie du réducteur sur la perte par traînée.

Une fois ces différents modèles développés pour la présence de l'anneau d'huile, l'hypothèse a été faite que, lorsque l'anneau d'huile n'était pas formé, les corrélations trouvées plus hauts, pour les pertes par traînée du porte-satellite et des satellites, étaient toujours valides et que seule la surface mouillée de chacun des éléments devait être recalculée. Cette hypothèse s'est avérée juste au regard des essais menés sur le banc ECAM.

Finalement, une fois le modèle de perte par barbotage bien défini, celui-ci a été mis à l'épreuve vis-à-vis de nombreux essais menés sur trois huiles présentant des caractéristiques physiques bien distinctes. Ces essais ont à la fois permis de conforter la robustesse du modèle mais aussi de mettre en évidence l'influence plus important de la masse volumique face à la viscosité de l'huile.

Les deux questions suivantes, posées dans l'introduction, étaient :

- **Comment un réducteur épicycloïdal, lubrifié par barbotage, peut-il soutenir de fortes valeurs de charges (et donc de pertes) lorsqu'il ne peut se refroidir qu'au travers de ses carters ?**
- **Dans quelles mesures la lubrification par barbotage, seule, reste possible dans des applications industrielles ?**

Après avoir identifié toutes les sources de pertes, la modélisation thermique d'une application industrielle a pu être conduite. La méthode des réseaux thermiques a, tout d'abord, été présentée ainsi que le calcul des résistances représentant les différents échanges de chaleur au sein de la transmission. Ces résistances sont calculées, par ailleurs, en lien avec le critère de formation de l'anneau d'huile. Ensuite un réseau thermique spécifique au réducteur, nommé AVERY, monté sur le banc BC6 a été construit. Le banc BC6 ayant la particularité de ne pas appliquer de charge sur le réducteur AVERY, cette première étude thermique a donc porté sur un réducteur AVERY ne présentant que ses pertes indépendantes de la charge. Une très bonne concordance entre les températures simulées sur le réseau thermique et mesurée sur le banc BC6 a été trouvée confortant, une fois de plus, la bonne modélisation des différentes sources de pertes et des échanges au sein du réducteur. Pour montrer la versatilité de la méthode des réseaux thermiques, deux cas ont été simulés : un changement d'huile dans le réducteur ainsi qu'une variation drastique du volume d'huile au sein du réducteur. Dans les deux cas, une baisse significative des températures du bain d'huile a pu être montrée. Cependant, une mise en garde a été faite que de telles conclusions ne pouvaient pas être prises telles qu'elles car la modélisation thermique n'incluait pas, dans ce cas, la charge appliquée sur le réducteur. L'impact tribologique de la charge ne pouvait, par ailleurs, pas être prise en compte.

Pour finir, une dernière modélisation thermique a portée sur le même réducteur AVERY monté, cette fois-ci sur le banc BP2 permettant de charger ce réducteur. Les différentes spécificités de modélisation inhérentes à l'introduction d'une charge dans le réducteur ont d'abord été présentées puis une comparaison entre les températures simulées par le réseau et celles mesurées sur le banc a été menée. Cette comparaison a permis de montrer qu'il était possible d'estimer directement le coefficient de frottement au sein de la transmission tout en montrant une bonne concordance avec les mesures sur le banc BP2. Enfin, cette modélisation est étendue à une application directe du réducteur AVERY sur un tramway en fonctionnement. Après quelques modifications inhérentes à l'environnement du réducteur, ce modèle est capable de donner l'évolution de la température des différents éléments de la transmission. Il a été noté l'importance du caractère transitoire des conditions opératoires du réducteur pour que la lubrification par barbotage soit utilisable, notamment lorsqu'il est soumis à de fortes charges et de faibles vitesses.

A la suite de cette étude, plusieurs points restent à investiguer.

Un pan intéressant, à court terme, du travail présenté dans ce manuscrit est la modélisation thermique des trains épicycloïdaux lubrifiés par bain d'huile. Une application évidente de ce type de modèle, léger en terme de temps de calcul, serait de pouvoir optimiser le volume du bain d'huile. Les deux points d'optimisation seraient :

- La capacité du bain d'huile à être un "tampon" thermique suffisamment important pour éviter les surchauffes locales, notamment au niveau des roulements.
- La capacité du bain d'huile à former un film d'huile suffisant pour les contacts des dentures.

A moyen terme, une investigation sur d'autres types de trains planétaires pourrait être menée. Tous les résultats, notamment en terme de prédiction de la perte par barbotage, ont été développés exclusivement pour des trains épicycloïdaux. Il a été soulevé, particulièrement lors de l'application de ce modèle au réducteur AVERY, que la géométrie du réducteur pouvait influencer sur les écoulements du bain d'huile mais la cinématique du train rentre aussi en compte : dans le cas d'un train planétaire à couronne tournante, par exemple, le modèle de perte reste-t-il applicable ? Dans quelles mesures ?

Enfin, à plus long terme, une dernière investigation en parallèle d'une modélisation thermique serait une étude complète et en détail du contact des dentures intérieures. En effet, un même coefficient de frottement pour les deux types de contact (dentures extérieures et intérieures) a été utilisé d'après les travaux de Durand de Gevigney [30]. Seulement, les deux types de contacts sont antagonistes : d'une part, le contact des dentures extérieures, bien connu, qui est un contact non conforme (équivalent à deux cylindres en contact l'un sur l'autre) ; d'autre part, le contact des dentures intérieures, non traité dans la littérature d'un point de vue tribologique, qui est un contact conforme (équivalent à deux cylindres en contact l'un dans l'autre). Il semble judicieux de mener une étude plus poussée pour conclure sur la validité de l'hypothèse d'un coefficient de frottement unique.

ANNEXES

ANNEXE A

CALCULS DES SURFACES MOUILLÉES

A.1	Calcul de la surface mouillée du porte-satellite	136
A.2	Calcul de la surface mouillée d'un satellite	137

A.1 Calcul de la surface mouillée du porte-satellite

Le porte-satellite du réducteur ECAM est considéré comme un cylindre creux, percé de plusieurs trous pour accueillir les satellites. Le calcul de sa surface mouillée est fait en deux parties : le flanc et la périphérie du porte-satellite.

A.1.1 Le flanc du porte-satellite

Sur la Figure A.1 se trouve une vue schématisée du flanc du porte-satellite avec un anneau d'huile formé. La surface mouillée représente alors un disque dont la surface est dépendante de l'épaisseur de l'anneau d'huile h . Celle-ci se calcule en retranchant l'aire du disque de rayon $(R_{cour}^{piéd} - h)$ à celui de rayon R_{PS}^{ext} . Alors il est possible d'écrire la surface de cet anneau comme :

$$S_{m,PS}^{flanc} = \pi \left(R_{PS}^{ext2} - \left(R_{cour}^{piéd} - h \right)^2 \right) \quad (A.1)$$

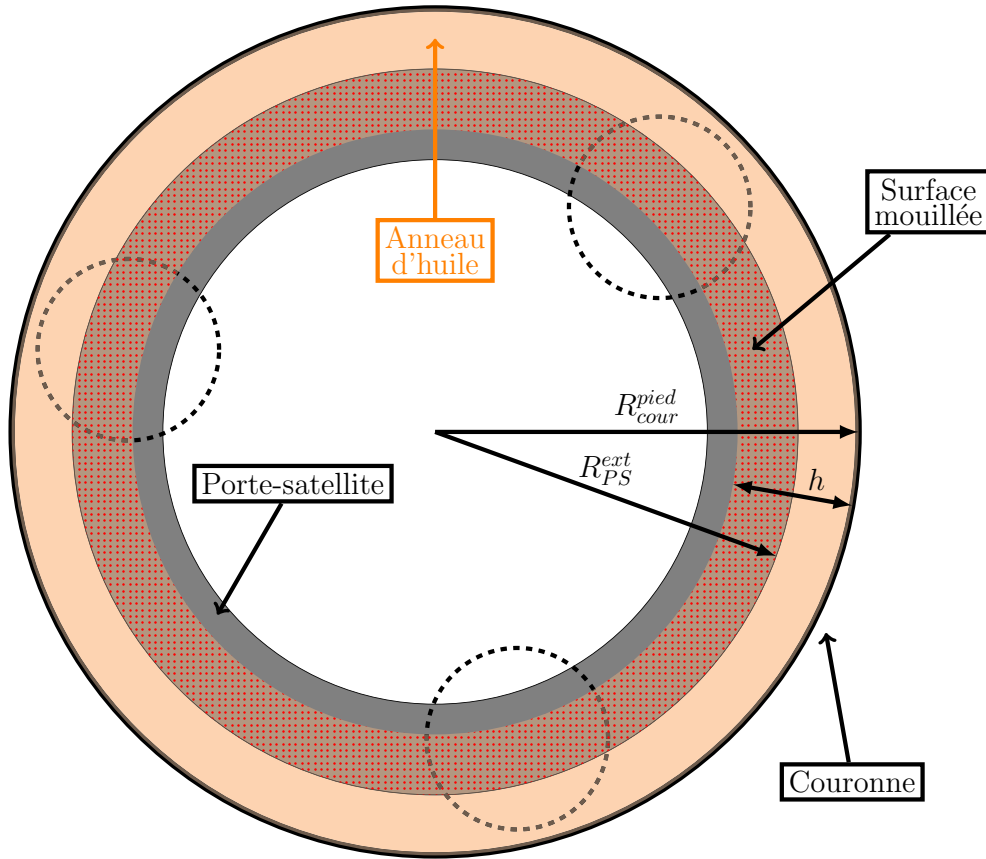


Figure A.1 – Schéma de calcul de la surface mouillée du flanc du porte-satellite

A.1.2 La périphérie du porte-satellite

La surface de la périphérie est simplement la surface d'un cylindre de rayon extérieur R_{PS}^{ext} et de longueur l_{PS} à laquelle est retranchée la surface correspondante aux trous pour accueillir chacun des trois satellites. Ces trous sont considérés comme présentant un angle de secteur α et une longueur notée l_{trou} . La surface en périphérie s'écrit donc comme :

$$S_{m,PS}^{periph} = 2 \pi R_{PS}^{ext} l_{PS} - 3 \times \left(\alpha R_{PS}^{ext} l_{trou} \right) \quad (A.2)$$

A.2 Calcul de la surface mouillée d'un satellite

Le calcul de la surface mouillée d'un satellite se compose de deux parties : le flanc et la périphérie. Ces deux composantes sont présentes dans la formule donnée par Changenet [17] :

$$S_{m,sat} = R_{sat}^2 (2\theta - \sin 2\theta) + 2R_{sat}b\theta + \frac{2Z\theta h_{tooth}b}{\pi \cos \alpha} \quad (A.3)$$

Avec,

$$\theta = \frac{\theta_1 + 2\theta_2}{2}$$

Le calcul de θ_1 et θ_2 se base sur le schéma de calcul de la Figure A.2.

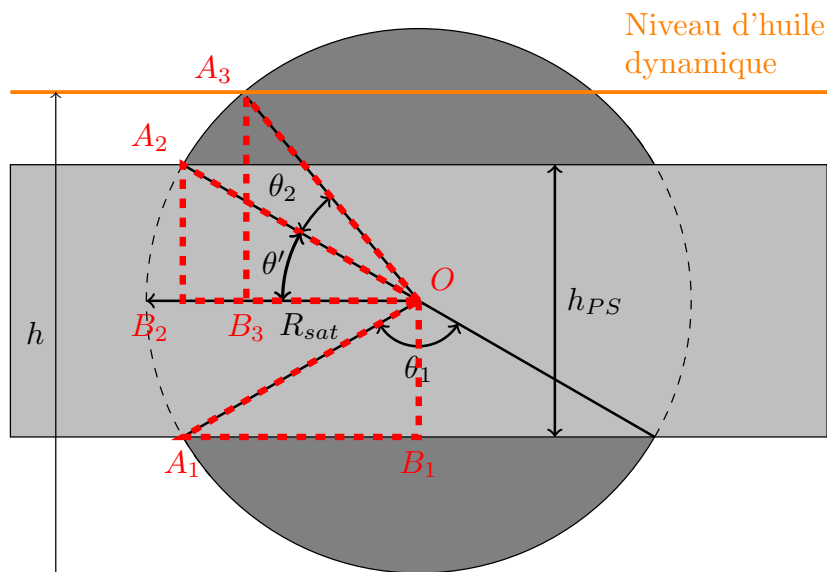
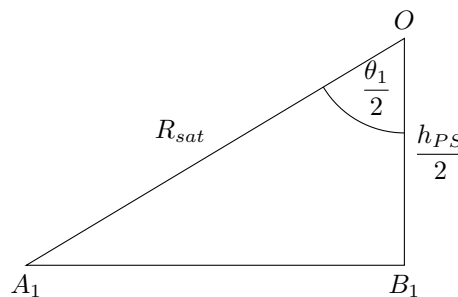


Figure A.2 – Schéma de calcul des angles θ_1 et θ_2

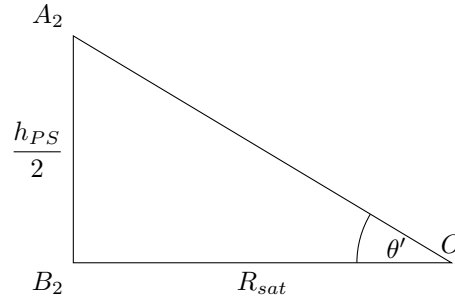
En se plaçant dans le triangle OA_1B_1 rectangle en B_1 , il est possible de calculer l'angle θ_1 :

$$\cos \frac{\theta_1}{2} = \frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \Leftrightarrow \theta_1 = 2 \arccos \frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \quad (A.4)$$



Pour l'angle θ_2 , en se plaçant dans le triangle OA_2B_2 rectangle en B_2 , l'angle θ' s'écrit comme :

$$\tan \theta' = \frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \Leftrightarrow \theta' = \arctan \frac{h_{PS}}{2R_{sat}} \quad (A.5)$$



Enfin, en se plaçant dans le triangle OA_3B_3 rectangle en B_3 , l'angle θ_2 s'obtient par :

$$\tan(\theta_2 + \theta') = \frac{\frac{R_{PS}^{ext} + R_{PS}^{int}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h)}{R_{sat}} \quad (\text{A.6})$$

$$\Leftrightarrow \theta_2 + \theta' = \arctan\left(\frac{\frac{R_{PS}^{ext} + R_{PS}^{int}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h)}{R_{sat}}\right) \quad (\text{A.7})$$

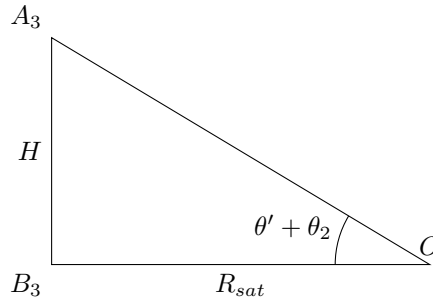
$$\Leftrightarrow \theta_2 = \arctan\left(\frac{\frac{R_{PS}^{ext} + R_{PS}^{int}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h)}{R_{sat}}\right) - \theta' \quad (\text{A.8})$$

Soit, en introduisant l'équation (A.5) :

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{H}{R_{sat}}\right) - \arctan\left(\frac{h_{PS}}{2 R_{sat}}\right) \quad (\text{A.9})$$

Avec,

$$H = \frac{R_{PS}^{ext} + R_{PS}^{int}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h) = R_{PS}^{ext} - \frac{h_{PS}}{2} - (R_{cour}^{pied} - h)$$



ANNEXE B

CALCUL DES RÉSISTANCES THERMIQUES

B.1	Les résistances de convection avec l'air	140
B.2	Les résistances de convection avec l'huile.	142
B.3	Les résistances de conduction et de contact	144

B.1 Les résistances de convection avec l'air

Cette partie regroupe les différentes formulations utilisées dans le calcul des réseaux thermiques.

B.1.1 Echange convectif entre un cylindre horizontal fixe et l'air

Ici, on ne traite que de la convection naturelle [16].

L'estimation du nombre de Nusselt se fait par l'équation (B.1). Celle-ci est valable dans le domaine $10^{-5} < Gr Pr < 10^{12}$.

$$\sqrt{Nu} = 0,6 + 0,387 \left[\frac{Gr Pr}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}}} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (B.1)$$

Les nombres de Grashof Gr et de Prandtl Pr sont définis comme formulés dans les équations (B.2) et (B.3).

$$Gr = \frac{\varsigma \Delta T g L^3}{\nu^2} \quad (B.2)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\varpi} \quad (B.3)$$

Avec,

- ς le coefficient de dilatation du fluide ($1/^\circ\text{C}$),
- ΔT le gradient de température entre la paroi et le fluide ($1/^\circ\text{C}$),
- g l'accélération de la pesanteur (m/s^2),
- L la grandeur caractéristique (m),
- ν la viscosité cinématique du fluide (m^2/s),
- ϖ la diffusivité thermique du fluide (m^2/s)

Dans le calcul de la résistance thermique d'échange convectif entre un cylindre et l'air, on prendra la longueur caractéristique égale au diamètre du cylindre et les caractéristiques du fluide égalent à celles de l'air.

B.1.2 Echange convectif entre un cylindre tournant et l'air

Contrairement au cas précédent, l'échange entre un cylindre tournant autour de son axe à une vitesse ω dans l'air est une convection forcée. Dans ce cas, on utilise l'expression du nombre de Nusselt tirée de Becker [8], donnée dans l'équation (B.4).

$$Nu = 0,133 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (B.4)$$

Le nombre de Reynolds Re est défini dans l'équation (B.5). Le nombre de Prandtl Pr est donné dans l'équation (B.3).

$$Re = \frac{V L}{\nu} \quad (\text{B.5})$$

Avec,

- V la vitesse caractéristique de l'écoulement (m/s),
- L la longueur caractéristique (m),
- ν la viscosité cinématique du fluide (m²/s)

Dans le calcul de la résistance thermique d'échange convectif entre un cylindre tournant et l'air, on prendra comme longueur caractéristique le diamètre du cylindre et on prendra comme vitesse caractéristique la vitesse périphérique du cylindre. Les caractéristiques de l'air sont par ailleurs utilisées.

B.1.3 Echange convectif entre une plaque verticale et l'air

B.1.3.1 Cas de la convection naturelle [81]

Dans le cas de la convection naturelle, l'équation (B.6) est utilisée.

$$Nu = 0,28 (Gr Pr)^{0,30} \quad (\text{B.6})$$

Avec les définitions de Gr et Pr données dans les équations (B.2) et (B.3).

B.1.3.2 Cas de la convection forcée [82]

Dans ce cas, l'écoulement de l'air est considéré comme tangentiel à la paroi comme illustré sur la Figure B.1.

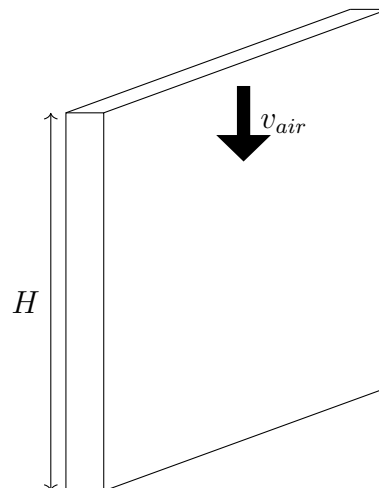


Figure B.1 – Flux d'air tangentiel à une plaque verticale

L'équation utilisée pour calculer Nu est alors celle donnée en (B.7).

$$Nu = 0,27 Re^{0,63} \quad (\text{B.7})$$

La grandeur caractéristique utilisée est alors la hauteur de la plaque et la vitesse caractéristique celle de l'air.

B.2 Les résistances de convection avec l'huile

Les échanges de chaleur entre l'huile et une denture d'engrenages se divise en trois échanges distincts en parallèle : un échange en périphérie du cylindre, un échange sur le flanc de celui-ci et une résistance de projection de l'huile par la denture.

B.2.1 Echange entre l'huile et un cylindre en rotation

Dans le cas des échanges convectifs entre l'huile et un cylindre en rotation, la même formulation que dans le cas de l'air (B.4) est utilisée en utilisant les caractéristiques physiques de l'huile.

B.2.2 Echange entre l'huile et le flanc d'un cylindre en rotation

Dans ce cas, les formulations données dans l'équation (B.8) sont utilisées [8, 15, 21]. Dans le cas où le nombre de Reynolds est compris entre $2,5 \times 10^5$ et $3,2 \times 10^5$, une extrapolation linéaire est réalisée entre les deux équations (B.8).

$$\begin{cases} Nu = 0,4 Re^{0,5} Pr^{1/3} & \text{si } Re < 2,5 \times 10^5 \text{ [21]} \\ Nu = 0,238 Re^{0,8} Pr^{0,6} & \text{si } Re > 3,2 \times 10^5 \text{ [8, 15]} \end{cases} \quad (\text{B.8})$$

Avec, dans ces équations, la grandeur caractéristique égale au rayon de la face du cylindre ¹.

B.2.3 Echange par projection entre les dentures et l'huile

La résistance de projection s'exprime comme dans l'équation (B.9) donnée par [16].

$$R_{th} = \frac{\pi}{b Z \left[0,257 + \frac{0,885}{\left[1 + \exp\left(\frac{\psi - 0,776}{0,109}\right)\right]^{0,119}} \right] h_{tooth} \chi \sqrt{\theta \omega}} \quad (\text{B.9})$$

Avec,

- b la largeur de denture (m),
- Z le nombre de dents du pignon (-),
- h_{tooth} la hauteur des dents (m),
- χ l'effusivité thermique de l'huile ($\text{W}\cdot\text{s}^{1/2}/[\text{m}^2\cdot\text{K}]$),
- θ l'angle de projection (cf. Figure B.2) (rad),
- ω la vitesse de rotation du pignon (radian/s),
- ψ un nombre sans dimension défini par :

$$\psi = \left(\frac{R_p \varpi \theta^2}{\nu h_{dent}} \right)^{1/4} \quad (\text{B.10})$$

Avec,

- R_p le rayon primitif du pignon (m),
- ϖ le diffusivité thermique de l'huile (m^2/s),
- ν la viscosité cinématique de l'huile (m^2/s)

1. Et non le diamètre comme précédemment.

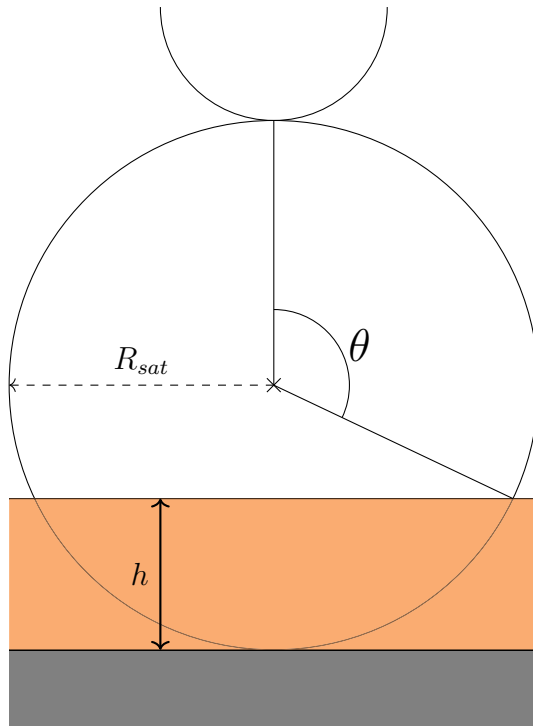


Figure B.2 – Schéma illustrant l'angle θ utilisé dans l'équation (B.9)

L'angle de projection est pris comme l'angle formé par la surface de l'anneau d'huile et l'engrènement entre le satellite et le solaire. Cet angle se calcule facilement par l'équation (B.11).

$$\begin{cases} \theta = \arccos\left(\frac{h}{R_{sat}} - 1\right) & \text{si } 0 < h \leq R_{sat} \\ \theta = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (\text{B.11})$$

Cette formulation est aussi utilisée dans le cas où l'anneau n'est pas formé en faisant l'hypothèse que, sur une période de rotation, l'échange de chaleur par projection se produit comme si le satellite était immergé dans un anneau d'huile.

B.2.4 Echange de convection entre l'huile et les roulements

La formulation de cette résistance passe par le calcul d'un coefficient de convection h_{conv} donné par Harris [34] et rapporté dans l'équation.

$$h_{conv} = 0,0332 k Pr^{1/3} \left[\frac{\omega}{4\nu} \left(1 - \frac{2r \cos \theta}{d_m} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{B.12})$$

Avec,

- k la conductivité thermique de l'huile (W/[m.°C]),
- Pr le nombre de Prandtl caractéristique de l'huile utilisée (-),
- ω la vitesse de rotation du roulement (rad/s),
- ν la viscosité cinématique de l'huile (m²/s),
- r le rayon des éléments roulants (m),
- θ l'angle de contact des éléments roulants (rad),
- d_m le diamètre moyen du roulement (m)

Il convient ensuite de calculer Nu en utilisant S égal à la surface immergée du flanc du roulement.

B.3 Les résistances de conduction et de contact

B.3.1 Echange par conduction radiale

La résistance d'échange par conduction radiale traduit la traversée du flux de chaleur au travers d'un solide dont la section de passage varie avec le rayon de celui-ci. Elle est appliquée dans le cas de corps cylindriques. Son expression est rapportée dans l'équation (B.13) et annotée sur la Figure B.3.

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2\pi k l} \quad (\text{B.13})$$

Avec,

- R_{ext} , R_{int} les rayons respectivement extérieurs et intérieurs du cylindre (m),
- k la conductivité thermique du matériau composant le cylindre ($\text{W}/[\text{m}\cdot^\circ\text{C}]$),
- l la largeur du cylindre (m)

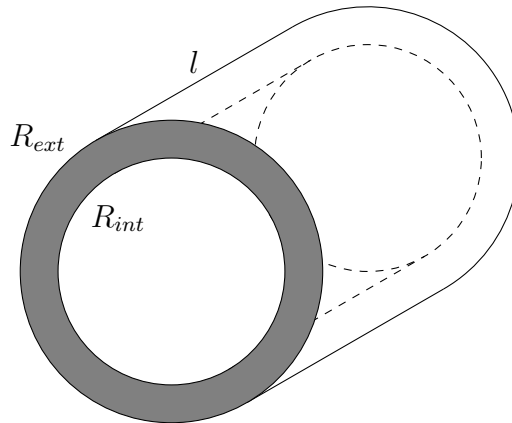


Figure B.3 – Schéma annoté pour l'équation (B.13)

B.3.2 Echange par conduction axiale

Cette résistance est appliquée lorsque le flux de chaleur traverse un solide dont la section de passage est constante. En appliquant le loi de Fourier [16], il est montré que la formule de cette résistance est celle donnée dans l'équation (B.14).

$$R_{th} = \frac{l}{k S} \quad (\text{B.14})$$

Avec,

- l la longueur de conduction (m),
- k la conductivité thermique du solide ($\text{W}/[\text{m}\cdot^\circ\text{C}]$),
- S la surface de conduction (m^2)

B.3.3 Echange par contact

Cette résistance traduit l'échange de chaleur au travers d'une fine lame d'air séparant deux solides en contact métal-métal. Comme évoqué dans [13], cette résistance est dépendante de la taille des surfaces en contact, de la rugosité de celles-ci et de la pression de contact. Cette résistance peut s'exprimer comme rapportée en [16] dans l'équation (B.15).

$$R_{th} = \frac{4,5 \times 10^{-3}}{\bar{k} S} \quad (\text{B.15})$$

Avec,

- \bar{k} la conductivité thermique équivalente du contact entre les deux métaux de conductivité thermique k_1 et k_2 (W/[m.°C]), calculée comme :

$$\bar{k} = \frac{2k_1k_2}{k_1 + k_2}$$

- S la surface de contact (m²)

TABLE DES FIGURES

.1	Vue annotée d'un pont complet d'un camion, tirée de Fossier [31]	xviii
I.1	Différentes configurations possibles d'un train planétaire	2
I.2	Diagrammes de contribution présentés par Anderson [2, 4] dans le cas d'un train planétaire fonctionnant soit à pleine puissance (3132 kW), soit à pleine vitesse (13 870 tr/ min)	3
I.3	Schéma du réducteur utilisé par Kahraman et Hilty [41]	5
I.4	Décomposition des contributions des différentes sources de pertes pour des essais (a) à 40 °C et (b) à 90 °C, directement tiré de Kahraman [41] .	6
I.5	Contributions calculées par Durand De Gevigney pour un réducteur à 2000 tr/ min et un débit de 2L/ min, tirées de Durand de Gevigney [29]	7
I.6	Courbe de Stribeck	11
I.7	Comparaison des modèles de coefficient de frottement de Benedict et Kelley avec les résultats expérimentaux de Diab [27]	12
I.8	Schéma de fonctionnement du banc utilisé par Changenet [17, 19]	19
I.9	Schéma de calcul de la surface mouillée selon Changenet [17]	20
I.10	Schéma des positions de pignon testées par Polly [65]	21
I.11	Comparaison de la déformation des bains d'huile entre les expériences de Jeon [40] et Laruelle [44]	22
I.12	Comparaison des différents modèles de prédiction de la perte de puissance d'une roue conique en fonction de sa vitesse de rotation, issue de Quiban [67]	23
I.13	Schéma de placement des flasques dans les expériences de Changenet [20] et Neurouth [60]	24
I.14	Photo du phénomène de piégeage par Ariura [5]	25
I.15	Schéma du boîtier FZG et des différentes sources de pertes et de dissipation de chaleur	28
I.16	Comparaison des calculs isothermes et avec la méthode des réseaux thermiques pour une boîte de vitesses de 6 rapports chargée à 30 N.m, à une température 40 °C et à une vitesse de 5000 tr/ min	29
II.1	Photo annotée du banc d'essais ECAM	35
II.2	Schéma du banc d'essais ECAM	35
II.3	Coupe transversale du réducteur (les thermocouples sont représentés par des points rouges)	36
II.4	Différentes configurations et éléments du réducteur	37
II.5	Investigation expérimentale de la perte dans les douilles à aiguilles	39
II.6	Définition du niveau du bain d'huile statique (flèche rouge)	40
II.7	Perte par barbotage selon la configuration en fonction de la vitesse d'entrée	41
II.8	Flux d'huile autour du porte-satellite. L'anneau d'huile est créé en périphérie à cause des effets centrifuges	42
II.9	Flux d'huile quand les satellites sont montés. Le piégeage est montré par un cercle blanc	43
II.10	Schéma de l'hypothèse d'anneau d'huile	43
II.11	Mise en évidence des zones d'immersion	44
II.12	Schéma de principe du critère de volume critique	45

II.13	Création de l’anneau d’huile en fonction des nombres de Re et Fr et le modèle retenu	47
II.14	Comparaison des schémas cinématiques simplifiés des réducteurs ECAM et AVERY	48
II.15	Configuration testée pour la perte par traînée du porte-satellite	49
II.16	Comparaison du C_m mesuré et du modèle de C_m retenu	50
II.17	Comparaison modèle-mesure pour un essai avec une huile à 50 °C et un niveau d’huile de 0 mm	51
II.18	Schéma de calcul de la surface mouillée du satellite	52
II.19	Corrélations de la perte par traînée d’un satellite avec la viscosité de l’huile et la vitesse d’entrée	55
II.20	Comparaison modèle-essais de la perte par barbotage d’un seul satellite pour l’huile 1 à différentes températures pour un niveau d’huile de 0 mm et 19 mm	56
II.21	Comparaison de la forme du bain d’huile en fonction du volume d’huile inséré	57
II.22	Schéma d’un réducteur peu rempli	58
II.23	Comparaison des modèles avec des essais en vitesse pour un réducteur rempli à –24 mm et l’huile 3 à 50 °C	59
II.24	Diagramme des contributions selon si l’on considère l’anneau formé ou non formé	60
II.25	Comparaison modèle-mesures pour les trois huiles d’étude en fonction de la vitesse de rotation à 30 °C	61
II.26	Analyse de la perte par barbotage en fonction de la viscosité	62
II.27	Comparaison de la perte par barbotage entre les huiles 1 et 2 à une viscosité fixée de 80 cSt dans une configuration sans solaire à 1000 tr/min	63
II.28	Prédiction des modèles de pertes par barbotage pour plusieurs conditions opératoires (Tableau II.5)	64
III.1	Schéma d’annotations d’une résistance électrique/thermique	68
III.2	Résumé de l’algorithme de résolution d’un réseau thermique pour un temps de simulation de t_{max} et un pas d’intégration Δt	71
III.3	Description du réducteur AVERY	73
III.4	Plan en coupe du réducteur AVERY et positions des capteurs de température	73
III.5	Photos du banc d’essais BC6	75
III.6	Vue de face du porte-satellite ajouré	76
III.7	Schéma de la disposition des nœuds au niveau de l’arbre d’entrée et de la fusée	78
III.8	Schéma du réseau thermique du réducteur AVERY monté sur le banc BC6	79
III.9	Schéma illustrant le phénomène d’ailette appliqué au réducteur AVERY monté sur le banc BC6	83
III.10	Schéma d’annotation de l’équation (III.16)	84
III.11	Abaque permettant de trouver l’efficacité d’une ailette cylindrique, tiré de Holman [37]	84
III.12	Photo illustrant le phénomène de projection d’une roue, tirée de Chaugenet [16]	86

III.13	Schéma récapitulatif des échanges des pignons avec l'huile selon la formation ou non de l'anneau	88
III.14	Diagramme de contribution à l'évacuation de la chaleur des éléments échangeant avec l'extérieur, adimensionné à la contribution totale. Contributions relevées au temps de refroidissement $t = 300$ s	90
III.15	Comparaison entre la réponse numérique en refroidissement du réseau thermique et les mesures sur banc pour un niveau de 30 mm	91
III.16	Illustration de la méthode pour valider une répartition de pertes dans le réseau thermique	92
III.17	Comparaison des valeurs mesurées avec le couplemètre et prédites par les modèles en fonction de la viscosité du bain d'huile pour un volume d'huile de 30 mm et une vitesse d'entrée de 500 tr/min	94
III.18	Comparaison de la réponse numérique et des mesures sur BC6 à une vitesse d'entrée de 500 tr/min, un volume d'huile de 30 mm et en injectant directement la mesure de couple	94
III.19	Comparaison de deux réponses selon la répartition de perte imposée dans le réseau thermique dans le cas du bain d'huile à une vitesse d'entrée de 500 tr/min et un niveau de 30 mm	96
III.20	Diagrammes des contributions des pertes de puissances à la perte globale en fonction de la vitesse de rotation d'entrée à un volume d'huile de 30 mm. Diagrammes donnés à $t = t_{final}$ correspondant respectivement à des températures du bain d'huile de $T = 39^\circ\text{C}$, $T = 54^\circ\text{C}$, $T = 64^\circ\text{C}$ et $T = 72^\circ\text{C}$	97
III.21	Comparaison de la réponse numérique en chauffage du réseau thermique et les mesures sur banc pour un volume de 30 mm et les vitesses d'entrée données dans le Tableau III.4	98
III.22	Comparaison de la réponse thermique du bain d'huile selon l'huile utilisée dans le réducteur AVERY	99
III.23	Comparaison des températures finales du bain d'huile et des contributions à la perte totale pour deux volumes d'huile différents et une vitesse de rotation de 2000 tr/min	101
IV.1	Le banc BP2	105
IV.2	Schéma du montage de la cloche sur la face avant du porte-satellite	106
IV.3	Schéma du réseau thermique du banc BP2	109
IV.4	Schéma du phénomène de striction au contact de dentures	112
IV.5	Comparaison de la réponse numérique en refroidissement du réseau thermique et les mesures sur banc pour un volume de +37 mm	114
IV.6	Comparaison de plusieurs réponses thermiques en fonction de la valeur de coefficient de frottement utilisée $f = [0,1 - 0,3 - 0,7]$ et des mesures pour le bain d'huile. Vitesse d'entrée de 450 tr/min et une série de couple résistant de 500, 1000 et 2000 N.m	116
IV.7	Diagramme des contributions à la perte globale pour une vitesse de rotation de 450 tr/min et un couple résistant de 2000 N.m	116
IV.8	Comparaison des réponses thermiques du réseau thermique et de la mesure pour une vitesse d'entrée de 450 tr/min, trois couples résistant de 500, 1000 et 2000 N.m, un volume d'huile de 37 mm et un coefficient de frottement de 3%	117

IV.9	Comparaison des températures finales du bain d'huile et des contributions à la perte totale pour deux volumes d'huile différents, une vitesse de rotation de 450 tr/min et un couple résistant de 2000 N.m	118
IV.10	Diagramme de contribution à l'évacuation de la chaleur des éléments échangeant avec l'air, l'air ventilé et le circuit d'huile, adimensionné à la contribution totale. Contributions relevées au temps $t = t_{final}$	119
IV.11	Conditions opératoires sur le réducteur AVERY pour son application dans un tramway	120
IV.12	Schéma du montage du réducteur AVERY sur le tramway	121
IV.13	Réseau thermique dans le cas d'une application industrielle du réducteur AVERY	122
IV.14	Comparaison des diagrammes de contribution des sources de pertes pour un cas à faible charge, haute vitesse et un cas à forte charge, faible vitesse	124
IV.15	Évolution des températures pour certains éléments du réducteur sur son application tramway avec les conditions de couple et de vitesse données sur la Figure IV.11	125
IV.16	Comparaison de la température de bain d'huile lors d'une diminution du coefficient de frottement minimal de 4 % à 3,6 %. Les diagrammes de contribution sont données lorsque le réducteur est soumis à une charge de 1809 N.m et une vitesse de 143 tr/min	127
A.1	Schéma de calcul de la surface mouillée du flanc du porte-satellite	136
A.2	Schéma de calcul des angles θ_1 et θ_2	137
B.1	Flux d'air tangentiel à une plaque verticale	141
B.2	Schéma illustrant l'angle θ utilisé dans l'équation (B.9)	143
B.3	Schéma annoté pour l'équation (B.13)	144

LISTE DES TABLEAUX

I.1	Tableau synthétisant les formulations du couple de traînée d'un disque immergé, tiré de Daily [22]	17
II.1	Caractéristiques géométriques du train planétaire	36
II.2	Caractéristiques physiques des huiles utilisées	37
II.3	Tableau de trois exemples de mesures	38
II.4	Tableau des expériences de formation de l'anneau d'huile	47
II.5	Conditions opératoires rapportées sur la Figure II.28	64
III.1	Tableau comparatif de l'analogie électrique/thermique	68
III.2	Caractéristiques géométriques des dentures du réducteur AVERY	72
III.3	Liste des nœuds du réseau thermique du banc BC6	78
III.4	Tableau récapitulatif des conditions opératoires pour les essais menés sur le banc BC6	90
IV.1	Tableau des conditions opératoires pour les essais sur banc BP2	107
IV.2	Liste des nœuds du réseau thermique du banc BP2	108

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Catalogue SIMRIT. page 1061, 2002.
- [2] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal. Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss. *NASA Technical Memorandum 81426*, 2 :31, 1980.
- [3] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal. Spur-gear-system efficiency at part and full load. *AVRADCOM technical report ;79-46*, (February), 1980.
- [4] N. E. Anderson, S. H. Loewenthal, and J. D. Black. An Analytical Method To Predict Efficiency of Aircraft Gearboxes. *Nasa Tm-83716, Usaavscm Tr 84-C-8*, 1984.
- [5] Y. Aruira, T. Ueno, T. Sunaga, and S. Sunamoto. The Lubricant Churning Loss in Spur Gear Systems. *Bulletin of JSME*, 16(95) :881–892, 1973.
- [6] J. Baranger and C. Brezinski. *Analyse numérique*. Hermann, 1991.
- [7] G. I. Barenblatt. *Scaling, self-similarity, and intermediate asymptotics : dimensional analysis and intermediate asymptotics*, volume 14. Cambridge University Press, 1996.
- [8] K. M. Becker. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water. *J. Heat Mass Transfer*, 6 :1053–1062, 1963.
- [9] G. H. Benedict and B. W. Kelley. Instantaneous coefficients of gear tooth friction. *ASLE transactions*, 4(1) :59–70, 1961.
- [10] H. Blok. The flash temperature concept. *Wear*, 6(6) :483–494, 1963.
- [11] R. Boness. Churning Losses of Discs and Gears Running Partially Submerged in Oil, 1989.
- [12] J.-B. Boni, A. Neurouth, C. Changenet, and F. Ville. Experimental investigations on churning power losses generated in a planetary gear set. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 11(6) :JAMDSM0079–JAMDSM0079, 2017.
- [13] E. Buckingham. *Analytical mechanics of gears*. Courier Corporation, 1988.
- [14] M. Butsch. *Hydraulische Verluste schnelllaufender Stirnradgetriebe*. PhD thesis, 1989.
- [15] G. Cardone, T. Astarita, and G. M. Carlomagno. Heat transfer measurements on a rotating disk. *International Journal of Rotating Machinery*, 3(1) :1–9, 1997.
- [16] C. Changenet. *Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages*. PhD thesis, 2006.
- [17] C. Changenet, G. Leprince, F. Ville, and P. Vex. A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling. *Journal of Mechanical Design*, 133(12) :121009, 2011.
- [18] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Vex. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox. *Journal of Mechanical Design*, 128(3) :618–625, 2006.

- [19] C. Changenet and P. Velex. A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results. *Journal of Mechanical Design*, 129(1) :128, 2007.
- [20] C. Changenet and P. Velex. Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions. *Journal of Mechanical Design*, 130(6) :062603, 2008.
- [21] E. C. Cobb and O. A. Saunders. Heat transfer from a rotating disk. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 236(1206) :343–351, 1956.
- [22] J. W. Daily and R. E. Nece. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks. *Journal of Basic Engineering*, 82(1) :217–230, 1960.
- [23] G. DALLEMAGNE. Fluides hydrauliques. méthodes d’analyse. *Techniques de l’ingénieur. Génie mécanique*, (BM6017) :BM6017–1, 2003.
- [24] P. H. Dawson. Windage loss in larger high-speed gears. *ARCHIVE : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Power and Process Engineering 1983-1988 (vols 197-202)*, 198(1) :51–59, 2006.
- [25] Y. Diab, F. Ville, C. Changenet, and P. Velex. *Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages*. PhD thesis, 2008.
- [26] Y. Diab, F. Ville, and P. Velex. Investigations on power losses in high-speed gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 220(3) :191–198, 2006.
- [27] Y. Diab, F. Ville, and P. Velex. Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears. *Tribology Transactions*, 49(2) :266–276, 2006.
- [28] 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. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 226(6) :501–515, 2012.
- [29] J. Durand De Gevigney, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, and S. Becquerelle. Analysis of no-load dependent power losses in a planetary gear train by using thermal network method. In *International gear conference*, page 3, 2014.
- [30] J. Durand De Gevigney, F. Ville, C. Changenet, and P. Velex. Tooth friction losses in internal gears : Analytical formulation and applications to planetary gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 227(5) :476–485, 2013.
- [31] C. Fossier. *Investigations on the efficiency of truck axles and their hypoid gear set : A thermo-mechanical model*. PhD thesis, Université de Lyon - INSA Lyon, 2018.
- [32] J. A. Greenwood. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 295(1442) :300–319, 2006.

-
- [33] R. F. Handschuh and D. A. Rohn. Efficiency Testing of a Helicopter Transmission Planetary Reduction Stage. *NASA Technical Paper 2795*, page 18, 1988.
- [34] T. A. Harris. *Rolling bearing analysis*. John Wiley and sons, 2001.
- [35] G. Henriot. *Traité théorique et pratique des engrenages*. Dunod, 1975.
- [36] B.-R. Höhn and K. Michaelis. Influence of oil temperature on gear failures. *Tribology International*, 37(2) :103–109, 2004.
- [37] J. Holman. Heat Transfer. *Mc Graw Hill*, page 758, 2010.
- [38] G. Isaac, C. Changenet, F. Ville, J. Cavoret, and S. Becquerelle. Thermal analysis of twin-disc machine for traction tests and scuffing experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 232(12) :1548–1560, 2018.
- [39] ISO. Gears - Thermal capacity Part 2 : Thermal load-carrying capacity, 2001.
- [40] S. Jeon. *Improving Efficiency in Drive Lines : an Experimental Study on Churning Losses in Hypoid Axle*. PhD thesis, Imperial College, London, 2010.
- [41] A. Kahraman, D. R. Hilty, and A. Singh. An experimental investigation of spin power losses of a planetary gear set. *Mechanism and Machine Theory*, 86 :48–61, 2015.
- [42] T. L. Krantz. Experimental and Analytical Evaluation of Efficiency of Helicopter Planetary Stage. *NASA Technical Paper 3063 - AVSCOM Technical Report 90-C-001*, 1990.
- [43] N. F. Kuzmin. Coefficient of friction in heavily loaded contact. *Vest. Mashinostr*, 34 :18–26, 1954.
- [44] S. Laruelle, C. Fossier, C. Changenet, F. Ville, and S. Koechlin. Experimental investigations and analysis on churning losses of splash lubricated spiral bevel gears. *Mechanics & Industry*, 18(4) :412, 2017.
- [45] E. Lauster and M. Boos. *Zum Wärmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge*, 1983.
- [46] Y. G. Liao and W. W. Hou. Experimental and analytical evaluations of planetary gear trains with different multiple-pinion carrier arrangements. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 1(4) :301, 2006.
- [47] P. Luke and A. V. Olver. A study of churning losses in dip-lubricated spur gear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, 213 :337–346, 1999.
- [48] R. H. Macmillan. Epicyclic gear efficiencies. *The Engineer*, 23 :727–728, 1949.
- [49] R. H. Macmillan. Power Flow and Loss in Differential Mechanisms. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 3(1) :37–41, 1961.
- [50] 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. *Journal of Basic Engineering*, pages 719–723, 1961.
-

- [51] R. Martins, R. Amaro, and J. Seabra. Influence of low friction coatings on the scuffing load capacity and efficiency of gears. *Tribology International*, 41(4) :234–243, 2008.
- [52] R. Martins, N. Cardoso, H. Bock, A. Igartua, and J. H. Seabra. Power loss performance of high pressure nitrided steel gears. *Tribology International*, 42(11-12) :1807–1815, 2009.
- [53] 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. *Tribology International*, 39(6) :512–521, 2006.
- [54] R. Martins, J. Seabra, and L. Magalhães. Austempered ductile iron (ADI) gears : Power loss, pitting and micropitting. *Wear*, 264(9-10) :838–849, 2008.
- [55] W. Mauz. *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60m/s*. na, 1987.
- [56] H. E. Merritt. *Gear engineering*. John Wiley & Sons, 1971.
- [57] B. B. Mikić. Thermal contact conductance ; theoretical considerations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 17(2) :205–214, 1974.
- [58] J. A. Misharin. Influence of the Friction Conditions on the Magnitude of the Friction Coefficient in the Case of Rolling with Sliding. *Instn. Mech. Engrs., Proc. Int. Conf. Gearing, 1958*, 159, 1958.
- [59] A. Neurouth. *Etude de la Performance Energetique d'une Transmission Mécanique*. PhD thesis, INSA Lyon, 2016.
- [60] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue. Is splash lubrication compatible with efficient gear units for high-speed applications? *International Gear Conference, Lyon, conference proceedings*, 2(October) :1060–1068, 2014.
- [61] D. Niel, C. Changenet, F. Ville, and M. Octrue. Thermomechanical study of high speed rolling element bearing : A simplified approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 233(4) :541–552, 2017.
- [62] G. Niemann and H. Winter. *Maschinenelemente Bd. II*, 1989.
- [63] J. P. O'Donoghue and A. Cameron. Friction and temperature in rolling sliding contacts. *ASLE Transactions*, 9(2) :186–194, 1966.
- [64] E. Pennestri and P. P. Valentini. A review of formulas for the mechanical efficiency analysis of two degrees-of-freedom epicyclic gear trains. *Journal of Mechanical Design*, 125(3) :602–608, 2003.
- [65] J. Polly, D. Talbot, A. Kahraman, A. Singh, and H. Xu. An Experimental Investigation of Churning Power Losses of a Gearbox. *Journal of Tribology*, 140(3) :031102, 2018.
- [66] F. Pouly. *Modélisation thermomécanique d'un roulement à billes grande vitesse*. PhD thesis, 2010.

-
- [67] R. Quiban, C. Changenet, Y. Marchesse, F. Ville, and J. Belmonte. Churning losses of spiral bevel gears at high rotational speed. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 0(0) :11, 2019.
- [68] E. I. Radzimovsky. A simplified approach for determining power losses and efficiency of planetary gear drives. *Mach. Des.*, 28(3) :101–110, 1956.
- [69] E. I. Radzimovsky. How to find efficiency, speed, and power in planetary gear drives. *Machine Design*, 31 :144–153, 1959.
- [70] S. Seetharaman and A. Kahraman. Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair : Model Formulation. *Journal of Tribology*, 131(2) :022201, 2009.
- [71] S. Seetharaman and A. Kahraman. A Windage Power Loss Model for Spur Gear Pairs. *Tribology Transactions*, 53(April) :473–484, 2010.
- [72] S. Seetharaman, A. Kahraman, M. D. Moorhead, and T. T. Petry-Johnson. Oil Churning Power Losses of a Gear Pair : Experiments and Model Validation. *Journal of Tribology*, 131(2) :022202, 2009.
- [73] SKF. 10000/1 EN. *General Catalogue*, 1(February) :1375, 2013.
- [74] S. Soo and N. Princeton. Laminar flow over an enclosed rotating disk. *Trans ASME*, 80 :287–296, 1958.
- [75] R. Stribeck. Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 46 :1341–1348, 1902.
- [76] D. C. Talbot, A. Kahraman, and A. Singh. An Experimental Investigation of the Efficiency of Planetary Gear Sets. *Journal of Mechanical Design*, 134(2) :021003, 2012.
- [77] A. S. Terekhov. Hydraulic Losses in Gearboxes With Oil Immersion, 1975.
- [78] T. Touret, C. Changenet, F. Ville, M. Lalmi, and S. Becquerelle. On the use of temperature for online condition monitoring of geared systems – A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 101 :197–210, 2018.
- [79] P. Velez and F. Ville. An Analytical Approach to Tooth Friction Losses in Spur and Helical Gears—Influence of Profile Modifications. *Journal of Mechanical Design*, 131(10) :101008, 2009.
- [80] 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. *Tribology series*, 39 :393–402, 2001.
- [81] H. Winter, K. Michaelis, and G. Funck. Wärmeabführung bei Getrieben unter Quasistationären Betriebsbedingungen. Teil I : Systematische Untersuchungen zur Wärmeabführung bei Natürlicher und Erzwungener Zuftströmung mit Hilfe eines Modellprüfstandes. *Antriebstechnik*, 25(12) :36—42, 1986.

- [82] 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*, 26(6) :49—55, 1987.



FOLIO ADMINISTRATIF

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

NOM : BONI

DATE de SOUTENANCE : 24/01/2020

Prénoms : Jean-Baptiste, Jacques, Dominique

TITRE : Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2020LYSEI001

Ecole doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique

RESUME : Les transmissions de puissance par trains épicycloïdaux sont courantes dans l'industrie du transport et de la manutention : elles procurent un fort rapport de réduction dans un volume toujours plus réduit, ce qui est un atout pour les industriels toujours plus attentifs à leur impact écologique. Cependant cette diminution de volume implique une augmentation de la puissance massique au sein de ces transmissions. Dans la cas où cette transmission est lubrifié par bain d'huile, ou barbotage, la problématique de la thermique devient alors un enjeu majeur car elle ne permet plus un refroidissement de la transmission, contrairement à la lubrification par injection. Elle apporte aussi une nouvelle source de perte par traînée, appelée perte par barbotage, qui ajoute à la production de chaleur produite par le frottement aux dentures et les roulements. Cette lubrification apporte cependant une facilité de maintenance utile pour des applications comme le transport. Aucun modèle de prédiction n'est donné dans la littérature et la modélisation thermique a toujours porté sur de la lubrification par injection. Dans un premier temps, un modèle de prédiction des pertes par barbotage a été développé sur un banc d'essais en laboratoire pour, dans un second temps, modéliser thermiquement un réducteur de vitesse industriel en vue de l'optimiser sur plusieurs aspects : impact de la tribologie sur la thermique et optimisation du volume d'huile. Au regard des résultats présentés dans ce manuscrit, le modèle de perte par barbotage prédit convenablement la perte pour plusieurs huiles testées ; le modèle thermique simule alors bien la thermique du réducteur et semble être un bon outil pour optimiser le réducteur industriel.

MOTS-CLÉS : engrenages, train épicycloïdal, lubrification, pertes de puissance, pertes par traînée, thermique

Laboratoire (s) de recherche : LaMCoS - LabECAM

Directeurs de thèse: Fabrice VILLE - Christophe CHANGENET

Président de jury :

Composition du jury :

Christophe CHANGENET ; Michel FILLON ; François ROBBE-VALLOIRE ; André SIMONNEAU ; Monica SIROUX ; Fabrice VILLE