



**HAL**  
open science

# Effet de surface sur le comportement tribologique d'un palier hydrodynamique

Cédric Barazzutti

► **To cite this version:**

Cédric Barazzutti. Effet de surface sur le comportement tribologique d'un palier hydrodynamique. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2023. Français. NNT : 2023ECDL0002 . tel-04115990

**HAL Id: tel-04115990**

**<https://theses.hal.science/tel-04115990>**

Submitted on 2 Jun 2023

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

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



N° d'ordre NNT : 2023ECDL0002

**THESE de DOCTORAT DE L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON**  
**membre de l'Université de Lyon**

**Ecole Doctorale N° 162**  
**Mécanique, Energétique, Génie Civil et Acoustique (MEGA)**

**Spécialité de doctorat : Génie Mécanique**

**Préparée au**  
**Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS)**

Soutenue publiquement le 20/01/2023, par :  
**Cédric BARAZZUTTI**

---

**Effets de surface sur le comportement**  
**tribologique d'un palier**  
**hydrodynamique**

---

Devant le jury composé de :

<b>Fabrice VILLE</b>	<i>PU</i>	INSA de Lyon – LaMCoS	Président du jury
<b>Noël BRUNETIERE</b>	<i>DR CNRS, HDR</i>	Université de Poitiers - PPRIME	Rapporteur
<b>Tony DA SILVA BOTELHO</b>	<i>PU</i>	ISAE - Supméca	Rapporteur
<b>Malik YAHIAOUI</b>	<i>MCF</i>	ENIT – LGP	Examineur
<b>Denis MAZUYER</b>	<i>PU</i>	ECL – LTDS	Directeur de thèse
<b>Juliette CAYER-BARRIOZ</b>	<i>DR CNRS, HDR</i>	ECL – LTDS	Directrice de thèse
<b>Etienne MACRON</b>	<i>IR</i>	HEF IREIS	Invité



**ADEME**



Agence de l'Environnement  
et de la Maîtrise de l'Energie







# Remerciements

Cette thèse a été effectuée au Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) à l'École Centrale de Lyon dans le cadre du projet IMOTEP financé par l'ADEME que je remercie.

Je voudrais tout d'abord remercier mes directeurs de thèse Denis Mazuyer et Juliette Cayer-Barrioz pour m'avoir donné l'opportunité de réaliser cette thèse et surtout d'aller au bout de ce projet. Achever ce doctorat représente pour moi une immense source de satisfaction et cela n'aurait pas été possible sans vous. Votre capacité à mettre en perspective des résultats, à les présenter d'une manière pertinente et attrayante m'a toujours rendu admiratif. J'aime à croire que d'avoir pu évoluer à votre contact m'a permis de m'améliorer en ce sens.

Je tiens à remercier Fabrice Ville pour avoir présidé mon jury de thèse. Je remercie vivement Noël Brunetière et Tony Da Silva Botelho de m'avoir fait l'honneur de rapporter mon manuscrit, ainsi que pour la qualité de leurs commentaires. Je remercie chaleureusement Malik Yahiaoui autant pour avoir accepté d'examiner mon travail que pour la pertinence de ses remarques. J'exprime également mes remerciements à Etienne Macron pour l'intérêt porté à mes travaux et pour avoir participé à ma soutenance.

Mes remerciements vont ensuite à l'ensemble des membres du laboratoire et de l'école avec qui j'ai eu la chance d'échanger au cours de toutes ces années. A Hélène Schoch, Isabelle Tixier, Dominique Vincentelli ainsi qu'à Françoise Leynaud pour leurs disponibilités, leur professionnalisme et leur aide sur toutes les démarches administratives. Je tiens également à remercier Didier Roux, Manuel Cobian, Matthieu Guibert et Serge Zara pour tous les coups de main, les dépannages et les connaissances que vous avez pu m'apporter, ainsi que pour toutes nos discussions.

C'est avec une émotion toute particulière que j'ai une pensée pour tous mes amis et compagnons de fortune avec qui j'ai partagé un bout de chemin au sein de l'équipe : Johann Vibert, Maeva Lesueur-Menhentele, Thiphaine Lerat, Julien Bonaventure, Maxime Michel, Anderson Kaiser, Keiji Asada, Cyril Zwick, Van Vuong Lai et Emilie Delplanque. Merci pour tous ces moments passés ensemble et pour votre soutien.

A Fadlallah Abouhadid pour tous tes précieux conseils que je n'ai pas toujours pu apprécier à leur juste valeur et à Sylvain Hémette pour ta bonne humeur et l'amitié que j'ai pour toi.

Merci à Emmanuel Nault pour toute l'aide et le soutien que tu as pu m'apporter depuis que l'on se connaît et tout particulièrement pendant toute la fin de ma thèse. Tu as toujours su te rendre disponible et être présent lors des coups de mou, sans oublier tout le temps et l'énergie que tu m'as si gentiment consacré pour l'organisation de ma soutenance. Pour tout cela je t'en suis infiniment reconnaissant.

A Nazario Morgado, notre pilier, la personne sur qui nous avons toujours tous pu compter aussi bien dans les moments difficiles que d'allégresse. Ta curiosité, ta générosité, et ton empathie m'ont toujours rendu admiratif. Ton soutien et ta bienveillance m'ont permis de traverser bien des maux, aussi bien personnels, techniques que scientifiques. J'espère que tu pourras faire bénéficier à autant de doctorants que possible de l'immense chance de travailler avec toi. Je sais que la passion commune que nous avons développée pour l'impression 3D et tout ce qui y est associé nous permettra de ne pas perdre le contact.

Yann Alexandre, je ne saurais comment te remercier pour tout ce que tu as pu faire pour moi durant toutes ces années . . . A toutes nos heures passées en salles de manip, à toutes nos soirées et nuits au laboratoire, les coups de mains, les prises de têtes et les connaissances que tu as pu me transmettre. Je n'aurai pu en être là aujourd'hui si tu n'avais pas été là. J'ai apprécié tous ces précieux moments passés ensemble, nos discussions qui n'en finissaient pas et toute la complicité que nous avons eu depuis que l'on se connaît. Et comment ne pas mentionner Cloé Laurin pour toutes ces découvertes œnologique et ces moments aussi inoubliables qu'improbables.

Je tiens également à remercier mes parents pour m'avoir permis et encouragé à réaliser mes études ; ainsi que de m'avoir apporté tout leur soutien et leur concours quand j'en avais besoin. C'est grâce à vous que j'en suis là aujourd'hui et que j'ai pu accomplir toutes ces choses, merci pour tout.

A ma sœur Aurélie, Tom et tout le reste de ma famille ainsi qu'à ma belle-famille. Il me tient à cœur d'avoir une pensée toute particulière pour ma grand-mère Hélène et mon grand-père Egidio qui n'ont pas pu être présents pour me voir aller au bout de mes études.

Et enfin je tiens à remercier ma compagne Manon Delizy à qui je dois tellement. Merci d'avoir été à mes côtés durant toutes ces années dans les bons et les mauvais moments. Beaucoup de personnes m'ont apporté leurs aide et leur soutien, mais sans ta présence à mes côtés je n'y serais jamais arrivé. Je suis heureux que tu fasses partie de ma vie et je te remercie pour tout ce que tu as déjà pu m'apporter. Maintenant que nous allons tourner cette page ensemble, il me tarde de voir ce que l'avenir nous réserve.

Bien que ce ne soit pas commun, je ne peux finir mes remerciements sans mentionner mon chien Nyoki. Il nous a accompagné depuis le tout début de cette thèse et sa présence dans notre famille à rythmé notre vie depuis qu'il en fait partie. Bien que son soutien émotionnel et affectif soit aussi important qu'inquantifiable, sans lui notre vie n'aurait pas été aussi belle. En espérant qu'il nous accompagnera pour de nombreuses autres aventures.

Merci à vous.



# Table des matières

<b>Remerciements</b>	<b>i</b>
<b>Liste de symboles et d'abréviations</b>	<b>xi</b>
<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Lubrification hydrodynamique et états de surfaces</b>	<b>3</b>
1.1 Régimes de lubrification . . . . .	4
1.1.1 Concept de la lubrification . . . . .	4
1.1.2 Régime limite . . . . .	6
1.1.3 Régime mixte . . . . .	6
1.1.4 Régime hydrodynamique . . . . .	7
1.2 Le lubrifiant . . . . .	8
1.2.1 Nature et composition . . . . .	8
1.2.2 Propriétés . . . . .	15
1.3 Palier hydrodynamique . . . . .	17
1.3.1 Principe de fonctionnement d'un palier hydrodynamique	17
1.3.2 Composition et paramétrage d'un palier . . . . .	19
1.3.3 Phénomène de rupture de film . . . . .	23
1.4 Modification de l'état de surface dans le fonctionnement des paliers . . . . .	26
1.4.1 État de surface et rugosité . . . . .	26
1.4.2 Texturation de surface . . . . .	27
1.4.3 Influence sur la lubrification hydrodynamique . . . . .	27
1.4.4 Application aux paliers hydrodynamique . . . . .	28
1.5 Conclusions . . . . .	30
<b>2 Développement expérimental du tribomètre OSIRIS : films minces en régime hydrodynamique</b>	<b>33</b>
2.1 Présentation générale . . . . .	34
2.1.1 Description du dispositif . . . . .	34
2.1.2 Architecture des paliers . . . . .	37
2.1.3 Mesure de couple . . . . .	40
2.1.4 Mesure de déplacement de l'arbre . . . . .	41
2.1.5 Mesure de l'épaisseur de film lubrifiant . . . . .	42
2.1.6 Pilotage et synchronisation . . . . .	43
2.2 Validation du banc d'essai . . . . .	43
2.2.1 Protocole expérimental de validation . . . . .	43

2.2.2	Réponse du film fluide cisailé . . . . .	44
2.2.3	Estimation des grandeurs théoriques . . . . .	45
2.2.4	Validation expérimentale . . . . .	47
2.3	Définition d'un protocole expérimental . . . . .	48
2.3.1	Influence de la vitesse linéaire de la ligne d'arbre . . . . .	48
2.3.2	Influence de la rampe d'accélération . . . . .	51
2.4	Conclusion . . . . .	56
<b>3</b>	<b>Mécanismes de frottement de film mince en régime hydrodynamique</b>	<b>57</b>
3.1	Lubrifiants étudiés . . . . .	58
3.1.1	Nature des huiles . . . . .	58
3.1.2	Caractérisation rhéologique des lubrifiants . . . . .	60
3.2	Comportement d'un film mince hydrodynamique sous cisaillement . . . . .	63
3.2.1	Formation et mesure de l'épaisseur du film hydrodynamique . . . . .	63
3.2.2	Existence et caractérisation de la zone de cavitation . . . . .	74
3.2.3	Conclusion . . . . .	85
3.3	Influence de la composition des lubrifiants . . . . .	86
3.3.1	Avant propos . . . . .	86
3.3.2	Formulations à base de PMA . . . . .	86
3.3.3	Formulations à base de HSD . . . . .	94
3.3.4	Ensemble des lubrifiants . . . . .	98
3.4	Conclusion . . . . .	100
<b>4</b>	<b>Modification des conditions de sollicitation du film lubrifiant</b>	<b>101</b>
4.1	Cas d'un chargement dynamique . . . . .	101
4.1.1	Principe de fonctionnement . . . . .	102
4.1.2	Effet du chargement sur le cisaillement d'un film d'huile de base . . . . .	104
4.1.3	Influence de la formulation . . . . .	109
4.2	Texturation des portées de palier . . . . .	122
4.2.1	Présentation des arbres texturés étudiés . . . . .	122
4.2.2	Effet de la texturation . . . . .	125
4.2.3	Comportement des huiles formulées avec surface texturées	138
4.3	Conclusion . . . . .	146
	<b>Conclusion générale</b>	<b>149</b>

---

<b>Annexes</b>	<b>151</b>
A Nomenclature du plan d'ensemble du banc <i>OSIRIS</i> . . . . .	151
B Dimensionnement des joints viscoseal . . . . .	152
C Caractérisation des arbres texturés exclus de l'étude . . . . .	155
<b>Bibliographie</b>	<b>159</b>
<b>Résumé</b>	<b>181</b>





# Liste de symboles et d'abréviations

$a, b$  et  $c$  : Constantes de Vogel

*AFM* : Microscope à Force Atomique (Atomic Force Microscope en anglais)

$a_v$  : Largeur de la partie non taraudé du joint

$\alpha$  : Position angulaire du centre de l'arbre par rapport à l'horizontal

$\alpha_b$  : Coefficient de piézo-viscosité

$\alpha_v$  : Angle d'hélice (inclinaison de la rainure du joint)

*ADEME* : Agence de l'Environnement Et de la Maîtrise de l'Energie

$b_v$  : Largeur de la partie taraudé du joint

$C$  : Couple résistant

$C_i$  : Couple d'inertie

$c_v$  : Jeu radial des joints *viscoseal*

$C_r$  : Jeu radial moyen du palier

$C_{req}$  : Jeu radial équivalent du palier dans le cas d'arbre texturé

$C_p$  : Chaleur spécifique

$D_d$  : Diamètre extérieur du disque de balourd

$D_a$  : Diamètre de l'arbre

$\Delta t$  : Temps nécessaire pour atteindre la vitesse consigne de rotation

$d_V$  : Diamètre de l'alésage du joint *viscoseal*

$\Delta P_v$  : Différence de pression entre les deux côtés de l'interface gaz/fluide du joint

$D_{surfacique}$  : Densité surfacique d'un arbre texturé

$e$  : Excentricité de l'arbre dans le palier

$e_d$  : Épaisseur du disque de balourd

$\varepsilon$  : Excentricité relative (rapport d'excentricité)

$\bar{\varepsilon}$  : Excentricité relative moyenne

$\eta$  : Viscosité dynamique

$\eta_0$  : Viscosité dynamique du lubrifiant à un taux de cisaillement de 0

$\eta_\infty$  : Viscosité dynamique du lubrifiant à un taux de cisaillement infini

- $\eta_{pa}$  : Viscosité dynamique du lubrifiant à la pression atmosphérique  
*EHD* : régime Elasto HydroDynamique  
 $F$  : Force de frottement  
 $F^*$  : Force de frottement adimensionnée  
 $\dot{\gamma}$  : Taux de cisaillement  
*GES* : Gaz à Effet de Serre  
*GMP* : Groupe Moto-Propulseur  
 $h$  : Épaisseur du film lubrifiant  
 $H_e$  : Nombre de Hersey  
 $h_{min}$  : Épaisseur minimal du film lubrifiant  
 $h_v$  : Profondeur du taraudage (du joint *viscoseal*)  
 $H_{cavite}$  : Profondeur de cavité (texturation)  
*IMOTEP* : Innovation MOTeur Propre  
*IV* : Indice de Viscosité  
 $I$  : Inertie du système  
 $\kappa$  : Diffusivité thermique  
 $L$  : Longueur du palier  
 $L_a$  : Longueur de l'arbre  
 $\Lambda$  : Épaisseur réduite  
 $\lambda_T$  : Conductivité thermique  
 $\lambda$  : Temps de relaxation  
 $\lambda_{dimple}$  : Rapport d'aspect des *dimples*  
 $\Lambda_v$  : Coefficient d'étanchéité  
*LASER* : Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation (Amplification de la Lumière par Émission Stimulée de Radiation)  
 $L_v$  : Longueur du joint *viscoseal*  
 $l_v$  : Longueur utile du joint *viscoseal*  
*LTDS* : Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, CNRS UMR 5513, École Centrale de Lyon/ENISE/ENTPE  
 $m$  : Distance entre l'axe de l'arbre et position moyenne parallèle à l'axe du palier  
 $\mu$  : Coefficient de frottement  
 $\omega$  : Vitesse angulaire

- $O_a$  : Centre de l'arbre  
 $O_p$  : Centre du palier  
 $p$  : Pression interne du fluide  
 $P$  : Pression exercée sur le film fluide  
 $\Phi_C$  : Angle de calage  
 $R$  : Rayon du palier  
 $R_v$  : Rayon de l'alésage du joint *viscoseal*  
 $R_a$  : Rayon de l'arbre  
 $R_{ai}$  : Rugosité moyenne arithmétique d'une surface  
 $R_q$  : Rugosité moyenne quadratique d'une surface  
 $\rho$  : Masse volumique  
 $\sigma_{cste}$  : Contrainte de cisaillement  
 $t$  : Facteur de mésalignement  
 $T$  : Température du fluide  
 $\tau^*$  : Contrainte de cisaillement adimensionné  
 $\Theta$  : Position angulaire dans le palier  
 $\Theta_{cavitation}$  : Angle de cavitation (portion angulaire occupé dans le palier par la bulle de cavitation)  
 $\Theta_{palier}$  : Angle lubrifié au sein du palier  
 $U$  : Vitesse d'entraînement  
 $w$  : Vitesse angulaire de rotation de l'arbre  
 $W$  : Charge radiale exercée sur l'arbre



# Introduction

L'un des enjeux majeurs de la société contemporaine est de faire face aux conséquences liées à l'émission par l'Homme de gaz à effet de serre (*GES*) qui entraîne un réchauffement de la température globale de la Terre. Avec plus de 77 % de ces émissions, le  $CO_2$  représente le *GES* le plus impactant. Responsable de plus de 25 % de ces dernières en France, le secteur du transport et en particulier routier est extrêmement polluant [1][2]. Dans une logique de transition écologique, afin de réduire les *GES*, les législations se font de plus en plus strictes. Les véhicules sont donc soumis à la notion d'éco-efficience poussant les constructeurs automobiles à innover pour permettre des consommations et des émissions moindres pour des performances équivalentes ou supérieures [3]. Dans un véhicule thermique classique pour particulier, seulement 21 % du carburant est véritablement utilisé pour déplacer le véhicule [4][5], le reste est perdu soit par effet thermique soit par frottement (environ un tiers). Les frottements induits dans le groupe moto-propulseur *GMP* représente la moitié de ces pertes énergétiques et sont responsables d'un quart des émissions de  $CO_2$ . La réduction de ces frictions représente donc un enjeu de taille et une piste d'améliorations certaines pour diminuer la consommation des véhicules thermiques et hybrides et par extension leurs émissions.

Le projet *IMOTEP*, porté par l'*ADEME* dans le cadre du "Programme Investissements d'Avenir", s'inscrit dans ce contexte de réductions des émissions de  $CO_2$  avec pour objectif de permettre la mise sur le marché de véhicules avec une consommation cible de 2 L/100 km. Afin d'atteindre cet objectif le projet vise à proposer des innovations de rupture pour réduire le frottement dans les contacts lubrifiés en se basant sur le développement de revêtements et de texturations de surface ainsi que sur la formulation de lubrifiants basse viscosité.

Le *LTDS*, au sein duquel ce travail de thèse a été réalisé, apporte son expertise dans la caractérisation des différents mécanismes de lubrification au sein des contacts lubrifiés dans un *GMP*. Il est en charge de caractériser et de comprendre les réponses tribologiques d'une interface lubrifiée avec des fluides de faible viscosité et des modifications choisies des surfaces (revêtements chimiques, dépôts et textures) avec une approche multi-échelle couvrant l'ensemble des régimes de lubrification, à savoir les régimes limite, mixte, élasto-hydrodynamique et hydrodynamique.

Le travail présenté dans ce manuscrit se concentre uniquement sur le régime hydrodynamique. L'objectif de cette thèse est de permettre la compréhension des mécanismes de lubrification mis en jeu et leurs conséquences sur la réponse en frottement en fonction de la formulation des huiles et de leur rhéologie dans des conditions de fonctionnement hydrodynamique. Les effets topographiques, par le biais de texturation de surface, sont également étudiés.

Ainsi un tribomètre a été développé dans le cadre de cette thèse afin de doter le laboratoire de moyens techniques pour étudier en profondeur les mécanismes de lubrification hydrodynamique. Le banc palier *OSIRIS* permet la mesure in situ du frottement et de l'épaisseur du film lubrifiant au sein des paliers ainsi que le suivi du déplacement de la ligne d'arbre pour en étudier la dynamique. Fort de ce dispositif expérimental une méthode de caractérisation et d'analyse du comportement tribologique et dynamique de la ligne d'arbre a été mise au point permettant l'étude de lubrifiants de formulations variées et de l'effet d'altération de l'état de surface des pièces. Deux familles de lubrifiants de basse viscosité sont présentées. Elles se distinguent dans leur formulation par des modificateurs de viscosité de chimie différente. L'établissement et la caractérisation de films minces sont donc investigués ainsi que les mécanismes de frottement mis en œuvre.

Cette introduction a permis une contextualisation industrielle et scientifique de ce travail de thèse. Le Chapitre 1 détaille le rôle d'un lubrifiant, sa composition et les différents régimes de fonctionnement au sein d'un contact lubrifié. Il présente des généralités sur les paliers hydrodynamiques et leur fonctionnement ainsi qu'un état de l'art sur l'effet de la texturation de surface. Le Chapitre 2 quant à lui traite de la conception du banc palier *OSIRIS* et ses différentes spécificités techniques. La mise en place d'un protocole expérimental pour l'étude de lubrifiants et de surfaces y est détaillée. Par la suite le Chapitre 3 est l'occasion de présenter les différents lubrifiants, leur composition et leur rhéologie. Après une procédure détaillée de l'utilisation des données expérimentales et l'analyse du comportement tribologique du film fluide et de la dynamique de la ligne d'arbre, l'effet de la formulation est étudié. Enfin, dans le Chapitre 4 les films lubrifiants sont soumis à des sollicitations plus sévères en introduisant un chargement dynamique. L'effet de la texturation des surfaces et ses effets sur le comportement du film fluide sont également analysés.

# Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

---

## Sommaire

---

<b>1.1 Régimes de lubrification</b> . . . . .	<b>4</b>
1.1.1 Concept de la lubrification . . . . .	4
1.1.2 Régime limite . . . . .	6
1.1.3 Régime mixte . . . . .	6
1.1.4 Régime hydrodynamique . . . . .	7
<b>1.2 Le lubrifiant</b> . . . . .	<b>8</b>
1.2.1 Nature et composition . . . . .	8
1.2.2 Propriétés . . . . .	15
<b>1.3 Palier hydrodynamique</b> . . . . .	<b>17</b>
1.3.1 Principe de fonctionnement d'un palier hydrodynamique	17
1.3.2 Composition et paramétrage d'un palier . . . . .	19
1.3.3 Phénomène de rupture de film . . . . .	23
<b>1.4 Modification de l'état de surface dans le fonctionne-</b>	
<b>ment des paliers</b> . . . . .	<b>26</b>
1.4.1 État de surface et rugosité . . . . .	26
1.4.2 Texturation de surface . . . . .	27
1.4.3 Influence sur la lubrification hydrodynamique . . . . .	27
1.4.4 Application aux paliers hydrodynamique . . . . .	28
<b>1.5 Conclusions</b> . . . . .	<b>30</b>

---

Ce chapitre a pour vocation de présenter un état de l'art des connaissances actuelles de l'influence de la surface, en termes de topographie et/ou de physico-chimie, sur les mécanismes de lubrification hydrodynamique. Les différents régimes de lubrification sont ainsi définis, avant la description de la composition et des propriétés rhéologiques d'un lubrifiant fluide. Le palier hydrodynamique et son fonctionnement sont ensuite détaillés. Enfin, une revue de l'utilisation et l'impact de la modification de l'état de surface en régime de lubrification hydrodynamique est réalisée.



### 1.1 Régimes de lubrification

#### 1.1.1 Concept de la lubrification

Tout mécanisme dynamique est sujet à des problématiques de frottement et d'usure de ses pièces en mouvement. Afin d'amoindrir ces effets néfastes au bon fonctionnement du système, des solutions de lubrification peuvent être mises en œuvre. Cela consiste à intercaler un fluide aux propriétés diverses, aussi appelé "3<sup>ème</sup> corps", entre deux pièces possédant un mouvement relatif l'une par rapport à l'autre.

Le choix du lubrifiant, qui peut être de nature diverse (solide, colloïdal, liquide ou gazeux, ...), dépend des conditions de fonctionnement incluant l'environnement du contact.

Le lubrifiant gazeux sera préféré dans des conditions où de très faibles charges sont appliquées, tandis que la lubrification par film solide sera privilégiée lorsque des conditions plus sévères sont en jeu afin de prévenir une usure excessive des surfaces.

L'utilisation d'un fluide est cependant très répandue dans les systèmes mécaniques, car en plus d'assurer une bonne séparation des surfaces en mouvement, ce fluide permet une meilleure dissipation de la chaleur au sein du contact. C'est ce type de lubrifiant qui sera traité dans la suite du manuscrit.

Cette lubrification par présence d'un film fluide entre les surfaces dépend de la vitesse relative, de l'état de surface et des charges appliquées sur les pièces en mouvement, ainsi que de la température de l'environnement. Le choix du fluide est donc à faire en conséquence.

Au début du XX<sup>e</sup> siècle, à la suite d'une étude menée sur la compréhension des mécanismes de lubrification au sein de paliers et de roulements, une représentation de la variation du coefficient de frottement  $\mu$  en fonction des paramètres de fonctionnement (pression de contact, vitesse d'entraînement et viscosité du lubrifiant) a été établie [6]. Cette représentation, communément appelée "courbe de *Stribeck*" [7] [8], illustre l'évolution du coefficient de frottement  $\mu$  en fonction du nombre de *Hersey*  $H_e$  ( $m^{-1}$ ) pour un lubrifiant, un type de surface et un chargement donné.

$$H_e = \frac{\eta U}{W} \tag{1.1}$$

avec  $\eta$  la viscosité dynamique ( $Pa.s$ ),  $U$  la vitesse d'entraînement ( $m.s^{-1}$ ) et  $W$  la charge normale appliquée sur le contact ( $N$ ).

Le lubrifiant est par ailleurs considéré comme homogène et ne comportant pas de débris (pouvant être source de frottement et d'usure supplémentaires).

La même courbe peut également être retrouvée en exprimant le coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur réduite  $\Lambda$  établi par T.E. Tallian en 1967, permettant de comparer l'épaisseur du film lubrifiant avec les rugosités des surfaces en contact [9].

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} = \frac{h_{min}}{1.25\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \quad (1.2)$$

avec  $h_{min}$  l'épaisseur minimale du film d'huile dans le contact ( $\mu m$ ), et  $R_{ai}$  la rugosité moyenne arithmétique de la surface ( $\mu m$ ).

Dans le cas de surfaces dites "conformes" (ie. surface de contact importante avec des pressions n'excédant pas  $100 MPa$ ), en fonction de la valeur de cette grandeur, il est possible d'identifier 3 grands régimes de lubrification repérables sur la courbe de Stribeck (figure 1.1). Ces derniers sont détaillés dans les paragraphes suivants.

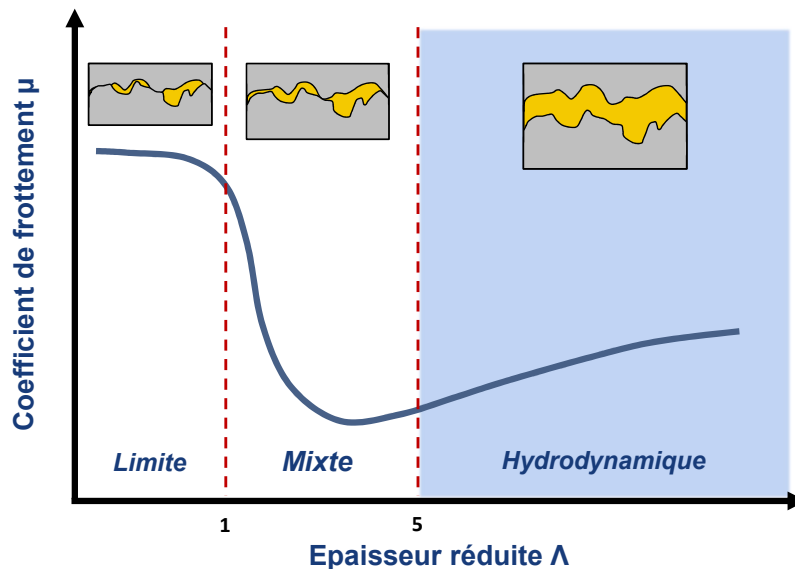


FIGURE 1.1 – Courbe dite de "Stribeck" avec la représentation des différents régimes de lubrification avec la schématisation de la nature du contact associé

### 1.1.2 Régime limite

Le premier régime est le régime **limite**, avec une épaisseur réduite  $\Lambda$  inférieure à 1. Ce régime est caractérisé par de faibles vitesses ou de fortes pressions, ne permettant pas d'assurer une portance hydrodynamique nécessaire à la séparation des surfaces en mouvement. Le contact entre les pièces se fait donc par le biais de leurs aspérités qui supportent à elles seules la charge. Les films lubrifiants sont donc de plus faibles épaisseurs que la rugosité des surfaces.

Le coefficient de frottement  $\gamma$  est élevé et le frottement est en grande partie piloté par les propriétés de surface des corps en présence.

Des lubrifiants avec des additifs spécifiques, conçus pour des chargements extrêmes, permettent tout de même la création de films limites qui vont constituer des couches protectrices, résultant de l'adsorption des additifs, sur les surfaces et permettant un contrôle de la réponse tribologique du système.

Ce régime est de plus en plus étudié du fait de la diminution de la viscosité des huiles, afin de réduire le frottement visqueux, favorisant ainsi l'établissement de ce type de lubrification dans les systèmes dynamiques [10] [11].

### 1.1.3 Régime mixte

Lorsque l'épaisseur réduite devient supérieure à 1 ( $1 < \Lambda < 5$ ) les modifications des conditions tribologiques induisent des changements au sein du contact.

Ce régime **mixte** est caractérisé par une diminution de pression avec des vitesses d'entrainements plus importantes, permettant d'assurer une relative séparation des surfaces en mouvement. Les charges se répartissant alors entre les aspérités et le fluide avec l'apparition de phénomènes de portance hydrodynamique partielle.

Avec l'augmentation de la vitesse d'entrainement la portance s'accroît, diminuant fortement le coefficient de frottement au sein de l'interface.

### 1.1.4 Régime hydrodynamique

Au-delà d'une épaisseur réduite  $\Lambda > 5$  et pour des faibles pressions de contact, le régime **hydrodynamique** est rencontré. Les surfaces sont totalement séparées par un film lubrifiant qui supporte alors l'intégralité de la charge appliquée par le phénomène de portance hydrodynamique. Un champ de pression est généré afin d'assurer la conservation du débit de lubrifiant au sein du contact. Les surfaces ne subissent pas de déformations et les pressions au sein du contact sont relativement faibles ( $P < 100 \text{ MPa}$  pour des surfaces métalliques).

Le frottement reste faible et est essentiellement lié aux propriétés visqueuses du fluide en présence ainsi qu'à la vitesse d'entraînement [12].

L'écoulement y est régi par l'équation de Reynolds, dérivée de l'équation de Navier-Stokes pour une pression constante dans l'épaisseur du film fluide, qui s'écrit comme suit [13] [14] [15] :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \times \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial \rho h}{\partial x} + \rho h \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial \rho h}{\partial t} \quad (1.3)$$

où  $p$  est la pression interne au fluide et  $\rho$  la masse volumique du lubrifiant. Cette équation permet de mettre en relation la géométrie, les vitesses d'écoulement ainsi que le champ de pression au sein du contact et cela pour une épaisseur de film très faible par rapport à la largeur et la longueur du contact.

Cette équation repose sur différentes hypothèses [16] :

- **Milieu continu** : l'équation de Reynolds n'est applicable que sur les zones lubrifiées
- **Fluide Newtonien** : la contrainte de cisaillement  $\sigma_{cste}$  est proportionnelle au taux de cisaillement  $\dot{\gamma}$  par la viscosité dynamique  $\eta$
- **Écoulement laminaire** : Généralement vrai sauf dans des applications plus conséquentes (turbines, etc...)
- **Température homogène du lubrifiant** sur toute l'épaisseur du film fluide
- **Adhérence aux parois** : Pas de glissement entre le fluide et les surfaces au sein du contact

## 8 Chapitre 1. Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

- Épaisseur du film lubrifiant **très faible** par rapport à la largeur et la longueur du contact (avec un rapport d'au minimum  $10^{-3}$ )
- Forces locales **négligeables** devant les **forces de viscosité et de pression**

Un autre régime, le régime **Elastohydrodynamique**, peut également être défini avec une valeur d'épaisseur réduite comprise entre  $3 < \Lambda < 10$ . C'est un régime de lubrification spécifique aux surfaces dites "*non conformes*" (came, roulement) sous haute pression de contact (de 200 à 4000 MPa). La vitesse permet de séparer les surfaces, le film fluide est alors très mince et assure la portance, avec une déformation élastique des surfaces. Les pressions peuvent atteindre jusqu'à 2 GPa ce qui impose de prendre en considération l'évolution de la viscosité en fonction de la pression de contact (effet piézo-visqueux) [12].

Le tableau 1.1 définit les régimes de lubrifications venant d'être présentés en fonction des différents types de surface selon la valeur de l'épaisseur réduite  $\Lambda$  :

Régime de lubrification	Surfaces conformes	Surfaces non conformes	Coefficient de frottement $\mu$
Régime limite	$\Lambda < 1$	$\Lambda < 1$	$\mu$ élevé
Régime mixte	$1 < \Lambda < 5$	$1 < \Lambda < 3$	$\mu$ chute quand la vitesse augmente
Régime EHD	N'existe pas	$3 < \Lambda < 10$	$\mu$ devient minimum
Régime hydrodynamique	$\Lambda > 5$	$\Lambda > 10$	Frottement visqueux prépondérant

TABLE 1.1 – Définition des différents régime de lubrification en fonction de l'épaisseur réduite. Adapté de [9]

Dans le cadre de cette thèse seul le régime hydrodynamique sera étudié.

## 1.2 Le lubrifiant

### 1.2.1 Nature et composition

La majorité des lubrifiants utilisés dans l'industrie automobile sont pour le moment des liquides non-aqueux et ont des compositions diverses pour répondre aux contraintes des milieux dans lesquels elles sont utilisées. Formulés autour d'une huile de base désormais de faible viscosité, des additifs sont rajoutés modifiant leur comportement.

### 1.2.1.1 Origine des huiles de bases

L'huile de base est le composant essentiel à la formulation d'un lubrifiant, sa nature chimique et son mode d'obtention vont déterminer les propriétés globales du fluide.

Représentant 85 – 95 % de la masse totale d'un lubrifiant formulé, les huiles de base peuvent se décomposer en deux catégories selon leur procédé d'élaboration.

#### 1.2.1.1.1 Les huiles minérales

Les **huiles minérales** sont un produit dérivé du pétrole que l'on obtient avec sa distillation. Très visqueux, le produit de base des huiles est récupéré à des températures d'ébullition du pétrole entre 300 – 370 °C et fait partie des résidus lourds au même titre que le bitume. C'est au terme d'une série de différentes étapes de raffinage (distillation sous vide, processus d'extraction par solvant, déparaffinage et raffinage hydrogénéant) que l'on obtient différents grades d'huiles aux viscosités différentes. La figure 1.2 schématise les différentes étapes de fabrication des huiles minérales.

Bien que toutes ces huiles soient des hydrocarbures (composées d'atomes de carbone  $C$  et d'hydrogène  $H$ ) leur structure moléculaire va dépendre de la sévérité des procédés [17].

Les huiles de type *paraffines* vont présenter des molécules à longues chaînes hydrocarbonées linéaires (type Hexane) et présentent des viscosités relativement élevées. Les *naphènes* sont quant à eux des molécules à cycles saturés à six branches (type Cyclohexane) avec des viscosités intermédiaires. Quant aux *aromates*, ce sont des huiles avec des molécules à cycles aromatiques (type Benzene) et ont des viscosités relativement faibles.

Ces trois types d'huiles minérales peuvent être présentes dans la composition des huiles minérales commerciales. Leurs propriétés dépendront donc des concentrations de chaque type d'huile utilisé pour sa composition [12].

Ces huiles sont très utilisées dans le secteur automobile pour leurs bonnes performances tribologiques à froid (paraffine), leurs propriétés rhéologiques ainsi que pour leur bon pouvoir solvant.

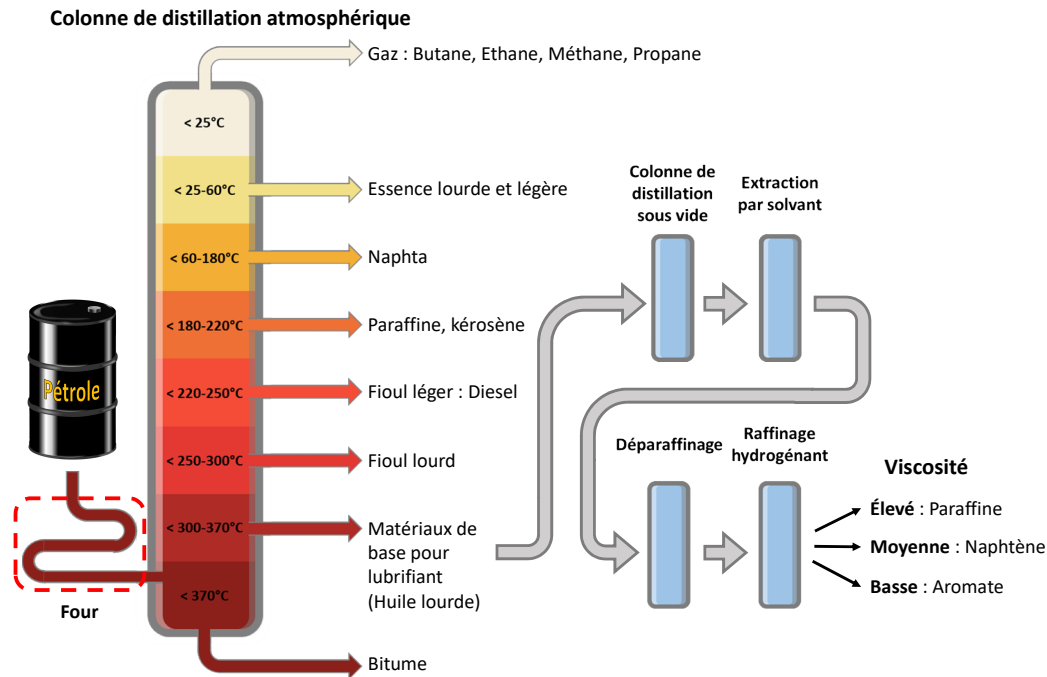


FIGURE 1.2 – Schéma de la fabrication des huiles minérales par distillation et raffinage du pétrole brut. Adapté de [18] [19]

### 1.2.1.1.2 Les huiles de synthèse

Plus récentes que les huiles minérales, les **huiles synthétiques** sont développées pour répondre à des problématiques précises et des sollicitations auxquelles les huiles minérales ne sont pas adaptées, elles sont donc plus performantes.

Plus coûteuse que le raffinage du pétrole, la méthode d'obtention de ces huiles se fait par synthèse, et relève donc d'un processus chimique. Bien que constitués essentiellement d'hydrocarbures de synthèse, plusieurs types de produits aux propriétés et aux structures moléculaires différentes sont obtenus en fonction de la nature de la réaction mise en place.

Les *esters* organiques se différencient par la présence d'atomes d'oxygène *O*, les *huiles silicones* avec des atomes de silicium *Si* et on retrouve également les *polyalphaoléfines* (PAO) qui se présentent sous la forme de longues ramifications reliées à une chaîne principale avec uniquement des atomes de carbone *C* et d'hydrogène *H*.

Dans ce type d'huile de base, la viscosité dépend en grande partie de la concentration des différents produits qui la compose.

Offrant des propriétés rhéologiques meilleures que celles de leurs homologues minérales, les huiles synthétiques disposent d'indices de viscosité ( $IV$ ) supérieur à 120, de points d'écoulement relativement bas et sont moins sensibles à l'oxydation. Ces huiles synthétiques sont privilégiées dans des situations où des propriétés atypiques sont requises (résistance au feu, faible volatilité, etc...) ou encore lorsqu'une huile avec une meilleure stabilité thermique est nécessaire.

### 1.2.1.1.3 Autre type d'huile de base et classification

Il existe également des huiles d'origine végétale. Bien que présentant de bonnes performances tribologiques, elles ne sont pas utilisées pour la formulation des huiles moteurs en raison de leurs viscosité trop importante et de leur comportement instable.

Les différentes huiles de base peuvent être classées en fonction de leur composition (qu'elles soient minérales ou synthétiques), selon trois critères : le pourcentage massique en hydrocarbures saturés, le pourcentage massique en soufre et l'indice de viscosité.

L'indice de viscosité  $IV$  est un paramètre quantifiant l'évolution de la viscosité avec la température. Plus l'indice est élevé, moins les variations de viscosité sont importantes avec la température. Il atteste en quelque sorte de la stabilité de la viscosité d'une huile sur une plage de températures donnée. L' $IV$  est donné par la formule suivante [20] (norme NF ISO 2909) :

$$IV = \begin{cases} 100 \times \frac{L-U}{L-C} & \text{si } IV \leq 100 \\ 100 + \left( \exp \left( \frac{\log(C)-\log(U)}{\log(Y)} \right) - 1 \right) / 7.15.10^{-3} & \text{si } IV > 100 \end{cases} \quad (1.4)$$

où  $U$  et  $Y$  sont les viscosités cinématiques de l'huile formulée à respectivement 40 °C et 100 °C. Quant à  $L$  et  $C$  ce sont les viscosités cinématiques à 40 °C de deux huiles de références avec des  $IV$  de respectivement 0 et 100.

Le tableau 1.2 répertorie ces huiles en cinq groupes. Les huiles minérales sont classées de I à III et de IV à V pour les huiles de base synthétiques.



## 12 Chapitre 1. Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

	Bases minérales			Bases synthétiques	
	Groupe I	Groupe II	Groupe III	Groupe IV	Groupe V
Hydrocarbures saturés en masse %	< 90	$\geq 90$	$\geq 90$	PAO	Esters et autres
Soufre en masse %	> 0.03	$\leq 0.03$	$\leq 0.03$		
Indice de viscosité	< 120	< 120	> 120		

TABLE 1.2 – Classification des huiles de base de l’API (American Petroleum Institute). Adapté de [14]

### 1.2.1.2 Additifs : Nature et propriétés

Les additifs sont ajoutés aux huiles de base afin de leur conférer des fonctionnalités différentes répondant à des problématiques spécifiques. Ils représentent en général 5 – 15 % de la masse totale de l’huile.

Ces additifs sont répartis en trois grandes catégories selon leur fonction [19] [21] :

#### 1.2.1.2.1 Protection des Surfaces

- **Les modificateurs de frottement**

Afin de contrôler le coefficient de frottement entre deux surfaces, des modificateurs de frottement sont utilisés. Ils forment un film sur les surfaces qui s’adsorbe (chimiquement ou physiquement) de manière durable permettant une réduction de la friction.

Il existe trois types de modificateurs de frottement [22] : Les *modificateurs de frottement organique*, composés de chaînes hydrocarbonées influençant la réponse tribologique de l’additif, et disposant de têtes polaires responsables de la liaison avec la surface [23]. Les *composés métallo-organiques* ainsi que des *matériaux insolubles* dans l’huile de base peuvent également être utilisés comme modificateur de frottement.

- **Les dispersants**

Les agents dispersant, agissant à basse température, vont avoir pour rôle de maintenir les produits insolubles en suspension au sein du fluide pour éviter d’éventuelles agrégations via une stabilisation stérique par l’action des polymères qui les constituent.

Ces derniers sont constitués d’une chaîne solubilisante et d’une tête polaire qui leur permet de s’accrocher aux particules en suspension.

- **Les détergents**

En fragilisant les interactions des molécules d'acides provenant de la combustion des carburants, ces additifs vont permettre de détacher les particules des surfaces, afin de limiter l'accumulation de débris et prévenir d'éventuelles détériorations par des produits acides. Ils facilitent le nettoyage des pièces lors des phases de maintenance.

Pour ce faire, ils forment une pellicule autour des particules afin de les empêcher de se fixer sur les surfaces. Dans le même temps, ils neutralisent les acides en réagissant avec eux.

Ces derniers ont des structures micellaires avec des chaînes hydrocarbonées se finissant par une tête polaire.

On peut notamment citer les sulfonates de calcium qui sont utilisés dans ce but.

- **Les anti-usures**

La température du lubrifiant augmente sous l'effet du cisaillement et, selon les points de fonctionnement du contact, entraîne une perte d'efficacité des couches adsorbées. Les surfaces sont ainsi exposées à un plus grand risque d'usure et de grippage. Pour limiter cela des additifs **anti-usures** peuvent être introduit afin de protéger les surfaces à haute température.

Ces agents réagissent avec les surfaces métalliques afin de former un film protecteur d'origine tribologique présentant une résistance au cisaillement plus faible que le métal et se "sacrifiant" au profit des surfaces.

Bien que l'action réalisée par les **anti-usures** soit très proche de celle des **modificateurs de frottement**, elle se distingue cependant par la nature de la couche protectrice formée. Ici elle est quasi-plastique et engendre une contrainte de cisaillement plus conséquente qu'avec les **modificateurs de frottement** [22] [24].

Le dithiophosphate de zinc (DTPZn) est l'un des anti-usure pouvant être utilisé.

- **Les anti-corrosions**

Ces additifs ont pour rôle de protéger les surfaces des dégradations chimiques (la corrosion) auxquelles elles peuvent être sujettes.

Pour ce faire différents types d'inhibiteurs sont employés (oxygénés et azotés) dans la formulation des huiles à des taux très faibles (inférieur à 1 %) [12]. Par adsorption ils forment une couche protectrice de passivation atténuant la corrosion.

### 1.2.1.2.2 Contrôle de la rhéologie du lubrifiant

- **Les modificateurs de viscosité**

Les modificateurs de viscosité sont utilisés pour diminuer la chute de viscosité d'un lubrifiant lorsque la température augmente, pouvant entraîner une perte de portance à haute température et donc accroître le frottement.

Ces additifs, composés de polymères, permettent d'augmenter la viscosité d'une huile sur une plage de températures donnée. Il en existe deux sortes [25] Les *épaississants*, qui une fois dissouts dans le lubrifiant, s'associent aux molécules de ce dernier à haute température, régulent ainsi la viscosité de l'huile. Avec ce type de lubrifiant, la concentration va jouer un rôle majeur sur la viscosité du lubrifiant.

Les *améliorants d'indice de viscosité*, servent quant à eux à modifier la viscosité d'une huile à hautes températures. En effet, on observe un gonflement des pelotes de polymères avec l'augmentation de la température, induisant une viscosité plus importante du fluide [26].

Les polymères modificateurs de viscosité peuvent avoir un rôle de dispersant ou de modificateur de frottement en s'adsorbant sur les particules présentes dans l'huile sur les surfaces [27][10]. L'ajout de ces polymères peut également contribuer à modifier le comportement rhéologique des lubrifiants, en créant des effets non-newtoniens liés aux conformations des chaînes de polymères lors du cisaillement.

L'un des plus connus est le polyméthacrylate (PMA).

- **Les modificateurs de point d'écoulement**

A basse température un lubrifiant a une viscosité élevée ce qui peut être problématique dans certaines conditions de fonctionnement. Pour lutter contre cela, des modificateurs de points d'écoulement sont utilisés afin de faciliter l'écoulement du fluide à basse température.

Ces derniers empêchent la formation de réseaux cristallins qui de par leur présence gênent l'écoulement de l'huile.

### 1.2.1.2.3 Protection du lubrifiant

- **Les anti-mousses**

L'écoulement du fluide au sein du contact peut engendrer la formation de bulles d'air, dont les caractéristiques dépendent des propriétés du lubrifiant utilisé (viscosité, tension de surface,...). Ces dernières peuvent dégrader le lubrifiant lui-même favorisant l'oxydation. De plus l'emploi d'agents détergents, qui modifient la tension de surface, peut accentuer ce phénomène.

Les additifs anti-mousses permettent alors une réduction de la tension de surface diminuant ainsi les probabilités d'apparitions de ces bulles d'air et facilitant leur destruction.

Ces additifs sont très peu solubles dans les huiles de base, et sont donc présents en très faible concentration dans les lubrifiants formulés (de 3 à 150 *ppm*).

Les silicones (PDMS) font notamment de cette catégorie d'additif.

- **Les anti-oxydants**

L'oxydation de l'huile nuit au bon fonctionnement du système engendrant des particules insolubles dans l'huile. Ce phénomène contribue à augmenter la viscosité de l'huile et faciliter l'apparition de vernis [17]. Bien que naturel, ce phénomène de vieillissement/détérioration de l'huile et de ses propriétés est lié à différents facteurs : l'apparition de mousse comme nous venons de le voir ou de mauvaises conditions de stockage ou d'utilisation du fluide (exposition prolongée à la lumière ou à l'environnement extérieur).

Les agents anti-oxydants retardent cette oxydation. Pour ce faire ces additifs bloquent les réactions radicales (amines) ou décomposent les dérivés des réactions d'oxydation.

## 1.2.2 Propriétés

En fonction de leur composition et de leur structure moléculaire les huiles ont donc des propriétés et des fonctions différentes. Avant de pouvoir les utiliser, il faut s'assurer de leur comportement en fonctionnement. Différentes grandeurs clés sont utilisées pour caractériser un fluide.

### 1.2.2.1 Viscosité du lubrifiant

La viscosité d'un fluide est sa capacité à résister à l'écoulement. Cette grandeur est étroitement liée à la température, au taux de cisaillement, à la pression. Plus une huile sera visqueuse, plus elle sera capable de séparer les

## 16 Chapitre 1. Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

---

surfaces en contact, mais dans un même temps il sera d'autant plus difficile de cisailer le lubrifiant, engendrant donc des pertes d'énergie supplémentaires avec une plus grande génération de chaleur dans le contact.

Les lois de viscosité en fonction de la température, de la pression et du taux de cisaillement sont rappelées ci-dessous.

### 1.2.2.2 Loi Viscosité - Température

La loi la plus communément admise pour exprimer la dépendance de la viscosité en fonction de la température est la loi empirique de **Vogel** :

$$\eta_{(T)} = a \exp^{\frac{b}{T-c}} \quad (1.5)$$

où  $a, b$  et  $c$  (respectivement en  $(Pa.s)$ ,  $(K)$  et  $(K)$ ) sont les constantes de **Vogel** à déterminer à partir d'au minimum trois valeurs de viscosité mesurées à différentes températures  $T$  ( $K$ ).

De manière générale la viscosité d'une huile diminue fortement avec la température en suivant une décroissance exponentielle.

Trois autres grandeurs sont également importantes pour connaître les propriétés thermiques d'un lubrifiant [14] :

La chaleur spécifique  $C_p$  en  $J.kg^{-1}.K^{-1}$ , la conductivité thermique  $\lambda_T$  en  $W.m^{-1}.K^{-1}$  ainsi que la diffusivité thermique  $\kappa$  en  $m^2.s^{-1}$

Lors du dimensionnement d'un palier, pour des problématiques de dilatation des matériaux, il est important de prendre en compte ces trois paramètres pour garantir le jeu radial et valider les températures de fonctionnement du lubrifiant au sein du contact.

### 1.2.2.3 Loi Viscosité - Pression

La viscosité dépend également de la pression exercée  $P$  sur le film fluide. La loi de **Barus**, avantageuse par sa simplicité, peut être utilisée. Elle n'est cependant applicable qu'à des pressions inférieures à  $0.5 \text{ GPa}$ . Elle s'écrit comme suit :

$$\eta_{(p)} = \eta_{pa} \exp^{\alpha_b P} \quad (1.6)$$

où  $\eta_{pa}$  est la viscosité dynamique du lubrifiant à la pression atmosphérique et  $\alpha_b$  le coefficient de piézo-viscosité qui est obtenu expérimentalement par identification. Il est aussi possible de calculer ce coefficient avec une autre méthode semi-empirique grâce à la relation de Wooster en fonction de constantes numériques et de la viscosité cinématique de l'huile à pression atmosphérique [14] [28] :

$$\alpha_b = (0.6 + 0.965 \log \eta_0) \times 10^{-8} \quad (1.7)$$

#### 1.2.2.4 Loi viscosité - Taux de cisaillement

La viscosité varie également en fonction du taux de cisaillement appliqué. Pour décrire cette évolution, l'une des lois communément utilisées est la loi de **Cross** [29][30] défini comme suit :

$$\eta = \eta_\infty + \frac{(\eta_0 - \eta_\infty)}{1 + (\lambda d\dot{\gamma}/dt)^n} \quad (1.8)$$

où  $\eta_0$  et  $\eta_\infty$  sont les viscosités à des taux de cisaillements respectivement nul et infini.  $\lambda$  est le taux de relaxation. Le coefficient  $n$  doit être choisi en fonction de la structure moléculaire [29][31]. D'autres travaux de Cross présentent une équation plus adaptée pour des fluides non-newtoniens [32].

## 1.3 Palier hydrodynamique

### 1.3.1 Principe de fonctionnement d'un palier hydrodynamique

Permettant d'atteindre des vitesses de rotation relativement élevées avec des couples de frottement réduits de par sa lubrification, le palier hydrodynamique est un organe de guidage en rotation largement répandu dans les systèmes mécaniques. Ayant des architectures très diverses en fonction des contraintes d'utilisation (paliers cylindrique, à patins oscillants, etc. [33]), il peut être lubrifié avec des fluides de différentes natures (liquide ou gazeux). Dans le secteur automobile, il est notamment utilisé dans la conception de moteur thermique, dans le bas moteur, avec les paliers de vilebrequin.

Un palier hydrodynamique est composé d'un arbre et d'un coussinet en mouvement relatif et séparés par la présence d'un lubrifiant.

## 18 Chapitre 1. Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

Avec le chargement (masse de l'arbre seul ou avec un chargement additionnel), ou à cause d'un défaut d'alignement, l'arbre n'est jamais centré dans le palier, rendant hétérogène la répartition du fluide au sein du coussinet. Cette excentricité  $e$  induit des différences de pression conséquentes et crée une zone *convergente* à l'entrée du contact (ie. la zone où l'épaisseur du film lubrifiant est la plus forte). C'est dans cette zone que la pression au sein du fluide va considérablement augmenter. Ce phénomène que l'on appelle la portance hydrodynamique est responsable de la séparation des surfaces.

A la sortie du contact, *divergent*, la pression diminue rapidement créant une rupture du film lubrifiant lorsque la pression à l'intérieur du fluide atteint la pression de vapeur saturante du liquide, ce phénomène est aussi appelé "cavitation".

Un palier est représenté sur la figure 1.3, les différents éléments qui le compose (figure 1.3a) sont mis en avant ainsi que les différentes zones d'intérêt qui viennent d'être présentées.

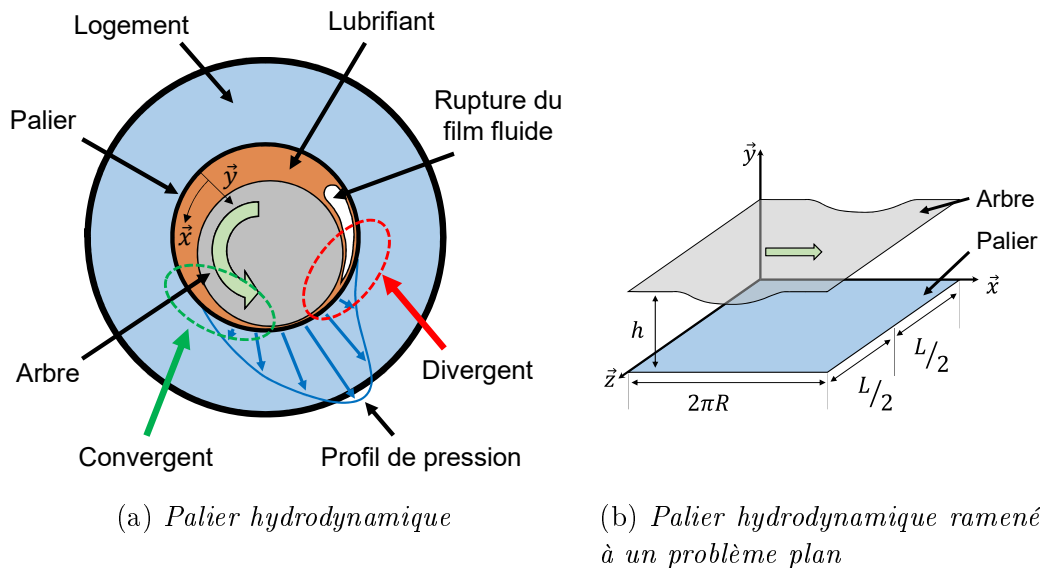


FIGURE 1.3 – Représentations schématiques d'un palier hydrodynamique avec les éléments qui le constitue ainsi que les différentes zones d'intérêt (a). Le palier est ramené à un problème plan (b) grâce à l'hypothèse de film mince qui permet de négliger le rayon de courbure des éléments

Ici  $R$  et  $L$  sont respectivement le rayon et la longueur du palier.

Pour assurer le bon fonctionnement de ce type d'élément de guidage en rotation, le jeu radial doit être de l'ordre du millièème du diamètre de l'arbre.

Le film lubrifiant étant très mince (ie. il ne peut excéder une épaisseur de deux fois le jeu radial sans risquer un grippage excessif), il est possible de se ramener à un problème plan en prenant la surface du coussinet comme référence et en représentant les épaisseurs de film en chaque point (cf. figure 1.3b). Cette représentation du palier développé permet de visualiser l'épaisseur de film ainsi que le profil de pression.

Les différents régimes de lubrification évoqués plus haut peuvent prendre place en fonction des conditions de fonctionnement. Les régimes limites et mixtes surviennent essentiellement lors de la mise en rotation de l'arbre ou à l'arrêt de ce dernier. Dans ces phases, la vitesse d'entraînement est trop faible pour assurer un portance hydrodynamique suffisante, l'arbre a donc tendance à venir se loger contre les bords du palier, ce qui accroît la friction. En fonctionnement nominal cependant les surfaces sont parfaitement séparées et le régime hydrodynamique régit l'interface.

Ce changement de régime apparaît à des moments différents selon les conditions de fonctionnement. La vitesse d'entraînement, la viscosité de l'huile, le chargement ainsi que l'état de surface de l'arbre et du logement sont autant de paramètres qui vont influencer sur ces transitions.

En raison des vitesses caractéristiques du fonctionnement nominal d'un palier ( $m.s^{-1}$ ), le frottement  $y$  est relativement faible et en grande partie piloté par la viscosité de l'huile. Celle-ci amortit une partie des vibrations et permet au système de supporter des chargements conséquents et leurs variations.

Ce système de guidage en rotation possède cependant des limites. Il est sujet à des instabilités, qui peuvent être en partie influencées par le chargement et l'état de surface, et sur lesquelles différentes études se focalisent [34]. La présence de lubrifiant liquide impose également un réseau d'alimentation ainsi qu'une solution d'étanchéité dynamique. De plus, chaque pièce constituant le palier est soumise à des contraintes de conception particulières afin d'assurer un jeu radial optimal.

Le palier hydrodynamique est une solution performante et très répandue en raisons des architectures variées qui existent (paliers lisses, non cylindrique, à patins oscillants, ... [16]) et de sa polyvalence d'application. Elle requiert néanmoins une conception robuste et rigoureuse.

### 1.3.2 Composition et paramétrage d'un palier

Trois éléments principaux composent un palier : la *bague*, l'*arbre* et le *logement*. Dans ce paragraphe ces éléments seront détaillés notamment les différents paramètres géométriques importants dans leur conception.



### 1.3.2.1 Éléments constitutifs

- **La bague**

La bague (ou coussinet) est la partie principale d'un palier hydrodynamique. Elle doit répondre à certaines contraintes de conception pour garantir le bon fonctionnement du système. Le paramètre géométrique le plus important ici est le *jeu radial*  $C_r$  qui représente l'espace entre l'arbre et la bague une fois assemblés. Le dimensionnement de cette pièce doit donc être fait relativement à l'arbre auquel il faut s'adapter. Le choix du diamètre du coussinet impose donc l'épaisseur de film maximale dans le palier. Il faut assurer un jeu radial mille fois plus petit que le diamètre de l'arbre. Avec ce rapport d'ordre de grandeur de 3 d'écart, le film lubrifiant mince est donc très petit devant les autres dimensions du palier.

Le choix du matériau est également très important pour la durée de vie de la bague. Du fait des nombreuses utilisations des paliers hydrodynamiques, différents matériaux ont pu être employés pour leur réalisation avec plus ou moins de succès. D'abord en bronze ou en fonte, ils ont été délaissés au profit de matériaux de type métaux blancs (alliages de plomb et d'étain), plus adaptés pour répondre aux problématiques de grippage dont souffraient ses prédécesseurs. Pour augmenter la résistance aux pressions grandissantes de fonctionnement, des matériaux multi-couches ont été utilisés avec un cœur rigide pouvant résister aux fortes charges et avec un revêtement anti-grippage [35].

- **L'arbre**

L'arbre (ou le rotor) est l'élément mobile au sein du palier. Animé d'un mouvement de rotation il est soumis à de nombreuses contraintes sous l'effet de la pression générée par le fluide au sein du contact. Afin d'empêcher les déformations plastiques, le régime hydrodynamique est indispensable pour la conservation du jeu radial en fonctionnement nominal. La dureté de l'arbre doit être généralement supérieure à celle du coussinet, celui-ci étant privilégié pour recevoir des dépôts sacrificiels qui limitent la dégradation de l'interface.

En plus des déformations locales, cet élément peut être sujet à des vibrations et à une déformation globale en dehors des paliers qui peuvent impacter son fonctionnement. Ces perturbations sont cependant limitées grâce à l'alignement des paliers.

Dans la majorité des études sur les paliers ou sur les mécanismes de lubrification hydrodynamique, les arbres sont rigides guidés par un seul palier avec

des longueurs d'arbres à peine plus importantes que la longueur du palier, et ce pour s'affranchir de cette composante vibratoire.

L'arbre remplit également le rôle de dissipateur thermique afin d'évacuer la chaleur hors du contact.

- **Le logement**

Le logement représente tout le support du coussinet, il doit donc posséder d'une grande rigidité mécanique afin de ne pas perturber le fonctionnement du palier et surtout afin d'assurer une durée de vie la plus longue possible du palier. Toute déformation de ce support impacterait directement le jeu radial et donc l'épaisseur de film minimum dans le palier (modifiant donc son fonctionnement).

Au même titre que l'arbre, le logement est le vecteur de transfert de chaleur pour refroidir le contact.

### 1.3.2.2 Paramètres importants

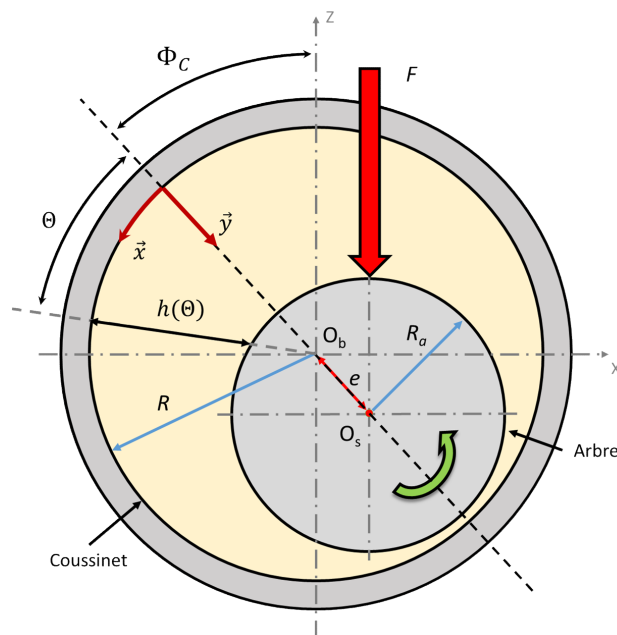


FIGURE 1.4 – Configuration d'un palier hydrodynamique. Adapté de [16]

La vue en coupe du palier présent sur la figure 1.4 permet de représenter le décentrage de l'arbre (avec pour centre  $O_s$ ) dans le palier (avec  $O_b$  pour centre) en fonctionnement nominal. Cette figure permet de renseigner les différents paramètres géométriques importants du palier.

Le jeu radial  $C_r$  qui est l'espace moyen entre l'arbre et le palier est égal à :

## 22 Chapitre 1. Lubrification hydrodynamique et états de surfaces

---

$$C_r = R - R_a \quad (1.9)$$

avec  $R$  et  $R_a$  les rayons respectifs du palier et de l'arbre. Comme dit précédemment, le jeu radial  $C_r$  est très petit devant ces rayons avec un rapport de 3 ordres de grandeur.

La distance entre les centres de ces deux pièces correspond à l'excentricité  $e$ . Ce paramètre est important car il impacte directement l'épaisseur de film d'huile.

Il est représenté par l'excentricité relative  $\varepsilon$  définie comme suit :

$$\varepsilon = \frac{e}{C_r} \quad (1.10)$$

L'épaisseur du film lubrifiant  $h$  dans l'ensemble du palier peut donc s'exprimer, en fonction de la position angulaire dans le contact,  $\Theta$  :

$$h = C_r(1 + \varepsilon \cos(\Theta)) \quad (1.11)$$

L'épaisseur minimale est atteinte pour  $\Theta = 180^\circ$  soit :

$$h = C_r(1 - \varepsilon) \quad (1.12)$$

Dans le cas particulier où  $\varepsilon$  est égale à 1 l'épaisseur minimale de film serait donc nulle, imposant un contact entre l'arbre et le palier.

L'angle que fait la charge  $F$  avec ce vecteur  $\overrightarrow{O_b O_s}$  est appelé l'angle de calage  $\Phi_C$ . Il dépend de la géométrie du palier, de la viscosité de l'huile ainsi que du chargement appliqué et de la zone de rupture de film.

Il est également possible d'estimer le couple résistant  $C$  (pour 1 palier) comme suit :

$$C = \frac{2\pi\eta R^2 UL}{C_r} \quad (1.13)$$

Avec  $L$  la longueur du palier (en  $m$ ) et  $U$  la vitesse d'entraînement (en  $m.s^{-1}$ ).

Cette grandeur, analogue au couple devant être délivré par le moteur pour entretenir la vitesse consigne de rotation, est directement liée au frottement visqueux et à la puissance mécanique perdue dans le palier .

Ces différents paramètres sont les seuls à prendre en compte lors d'essais statique dans lesquels le mésalignement et la flexion de l'arbre sont négligés.

En dynamique, le phénomène de balourds est également à prendre en compte [34].

### 1.3.3 Phénomène de rupture de film

Le phénomène de cavitation, induit par la rupture du film lubrifiant, a une contribution importante dans le fonctionnement d'un palier hydrodynamique car il va influencer sur la portion angulaire effectivement lubrifiée et le champ de pression.

#### 1.3.3.1 Généralités sur la cavitation dans le cas de palier hydrodynamique

Formée par la chute rapide de pression au sein du divergent (sortie du contact), la cavitation est une bulle dont la composition réelle est méconnue. Il est possible de distinguer trois formes de cavitation dans le cadre d'une lubrification liquide en fonction de la composition et leurs conditions d'obtention [36][37] :

- ***Cavitation gazeuse*** : Formation d'une bulle d'air dans le divergent si du gaz en provenance du milieu extérieur parvient à s'y infiltrer. Cette bulle survient alors lorsque la pression dans cette zone de dépression devient égale à celle de la pression ambiante. Cette cavitation est en grande partie stable avec une durée de vie relativement conséquente.
- ***Pseudo-cavitation*** : Forme de cavitation gazeuse durant laquelle chaque bulle de gaz dissoute dans le fluide grossit sous l'effet de la dépression sans diffuser, jusqu'à ce que la pression du fluide devienne égale à la pression de vapeur saturante du fluide
- ***Cavitation vaporeuse*** : En dessous de la pression de vapeur saturante du fluide, des bulles d'un mélange liquide-gaz se forment et modifient la dynamique de l'arbre. Cette cavitation est majoritairement instable avec une durée de vie relativement courte

La figure 1.5 (adaptée de [38]) montre plus en détail la bulle de cavitation à un instant donné dans un palier hydrodynamique en fonctionnement nominal, avec  $w$  étant la vitesse angulaire de rotation de l'arbre en  $rad.s^{-1}$ .

Ces cavitations peuvent être fixes, en mouvement, en vortex ou encore vibrantes [37] [39].

#### 1.3.3.2 Observations de la cavitation dans la littérature

Pour mieux comprendre les mécanismes d'apparition de cette zone de rupture de film et la caractériser le plus précisément possible, certains travaux ont

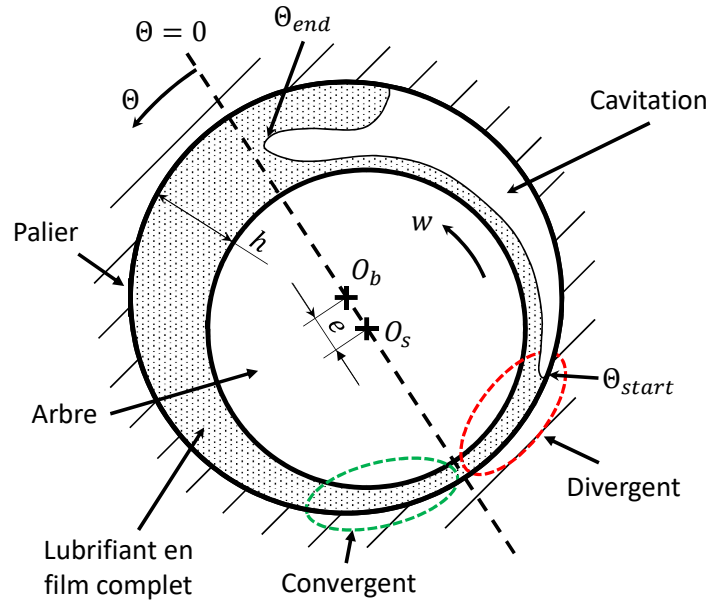


FIGURE 1.5 – Représentation schématique du phénomène de rupture de film fluide (cavitation) dans un palier, nommée "cavitation" dans le manuscrit

été menés en se focalisant sur la visualisation de la cavitation. Pour ce faire, des paliers (logement + bague) ont été réalisés dans des matériaux transparents et la cavitation y est observée en imagerie rapide.

La figure 1.6 illustre deux études différentes menées sur la visualisation de la cavitation dans des paliers hydrodynamiques. Dans ces deux configurations le chargement est statique et le palier fonctionne en régime nominal.

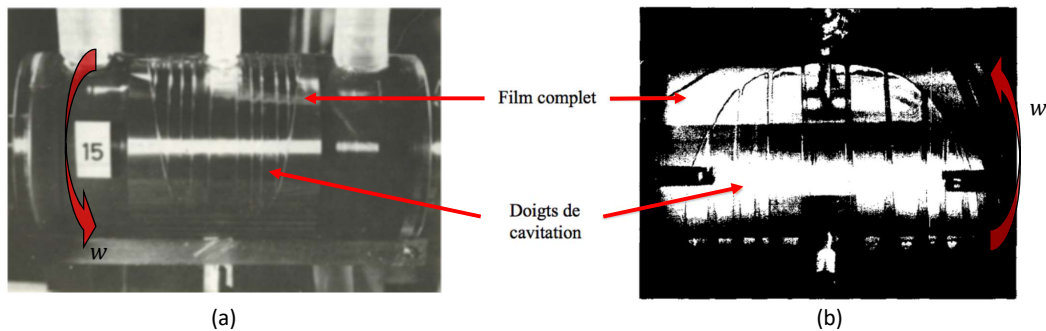


FIGURE 1.6 – Visualisation de la zone de rupture de film dans des paliers hydrodynamiques, les deux images proviennent de deux références différentes : (a) le sens de rotation est du bas vers le haut [40] et inversement pour (b) [41]

La zone de rupture de film et le front de reformation du film lubrifiant sont clairement visibles sur ces deux images. La bulle en elle-même n'est pas homogène. Elle est constituée de différents doigts de digitation qui bordent la zone de cavitation.

Une autre étude plus récente met en évidence la disparition de la cavitation dite "vaporeuse" sur un cycle complet de rotation de l'arbre [42]. La figure 1.7 montre donc les différentes étapes de ce cycle, de l'apparition de la cavitation jusqu'à son évanouissement.

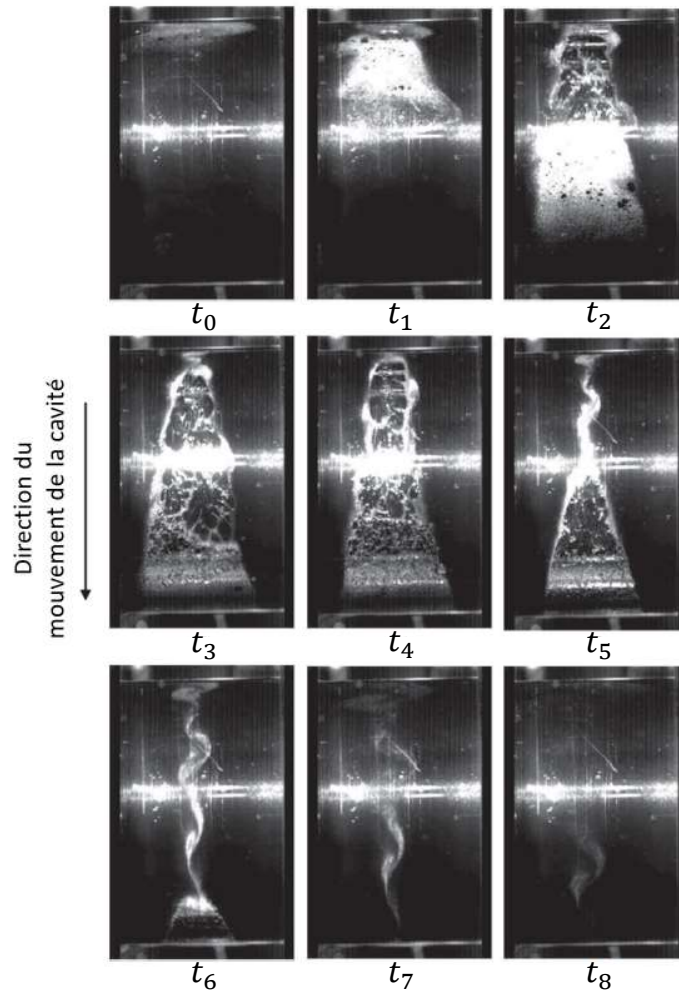


FIGURE 1.7 – Mise en évidence de la durée de vie d'une bulle de cavitation vaporeuse dans un palier sur un cycle complet. Ici la vitesse de rotation est de 3500 rpm pour un diamètre d'arbre de 78.75 mm [42]

## 1.4 Modification de l'état de surface dans le fonctionnement des paliers

L'état de surface peut influencer la formation du film et donc le frottement visqueux dans le palier.

Dans ce paragraphe nous nous intéressons à la texturation de surface et à son influence sur le comportement du film lubrifiant dans le régime hydrodynamique.

### 1.4.1 État de surface et rugosité

Idéalement toutes les pièces respectent les côtes nominales et les spécifications géométriques auxquelles elles sont soumises. Mais dans les faits, les pièces réelles ne sont pas exemptes de défauts. Ces derniers sont difficilement contrôlables car essentiellement liés aux méthodes d'obtention (procédés d'usinage, rectifications, ...) et d'utilisation des pièces (endommagement, vibrations, déformation, ...).

Il est possible de différencier ces écarts avec les spécifications théoriques en fonction de ce à quoi ils réfèrent :

- Ordre 1 : Écart de forme
- Ordre 2 : Écart d'ondulation
- Ordre 3 et 4 : Écart de rugosité

Ces défauts étant aléatoires, il est difficile de les caractériser précisément, en particulier pour la rugosité de surface (compte tenu de ses faibles dimensions par rapport à celles des pièces), qui reste une mesure locale. Les échelles de contact sont également importantes à prendre en considération lors de la caractérisation de la topographie [15].

Pour avoir une grandeur représentative, la valeur quadratique moyenne de la rugosité  $R_q$  est généralement utilisée. Elle est toutefois relative à la méthode de mesure et à la précision maximale de l'appareil. Différents outils peuvent être utilisés en fonction de la précision souhaitée, cela va du microscope à force atomique (*AFM*) au profilomètre tactile ou optique.

Il est également difficile de prendre en considération les "événements rares" dans la valeur moyennée, alors que ces artefacts peuvent avoir de grandes répercussions sur le comportement général de l'interface.

### 1.4.2 Texturation de surface

A l'inverse, la texturation est une modification volontaire de l'état de surface par ablation de matière par exemple afin d'imposer des motifs contrôlés sur les surfaces, modifiant les propriétés physiques, mécaniques et tribologiques des surfaces.

Ces textures peuvent être de différentes formes [43] : rainures, plateaux/vallées, cavités, etc...

Une des premières utilisations des surfaces texturées en régime hydrodynamique, est réalisé en 1966 sur des joints d'étanchéité, avec des aspérités réalisée grâce au procédé de photogravure [44]. Cette étude montre que la présence de ces motifs permet une augmentation de la charge admissible.

Différentes techniques existent pour modifier l'état de surface des pièces [45], telles que la gravure ionique, la découpe par jet abrasif, la photolithographie, ainsi que la photogravure. Chacun de ces procédés est adapté à certains types d'application.

Le procédé le plus utilisé aujourd'hui est la texturation par *LASER* femtoseconde qui permet une très grande précision avec une vitesse de réalisation supérieure aux autres procédés, et ce tout en limitant la modification du matériau lié à l'ablation de la matière. En effet la surface est exposée sur des durées extrêmement courtes (une centaine de femtoseconde) limitant ainsi les altérations sur la surface proche de la zone d'impact. De plus, le contrôle de la puissance du laser (avec la densité d'énergie émise) permet à cette technique d'avoir un spectre d'applications très large pouvant aussi bien s'utiliser avec des aciers, des polymères et même sur des matériaux avec une structure cristalline [46][47][48].

### 1.4.3 Influence sur la lubrification hydrodynamique

La présence de textures sur les surfaces d'un contact lubrifié a divers effets sur le fonctionnement du système en régime hydrodynamique, effets qui sont étudiés dans de nombreux travaux [49].

Dans le cas de rainures [50] et de mini-cavités [51] réalisées sur des butées hydrodynamiques, une augmentation de la portance hydrodynamique est observée. En 2009, Y. Qui *et al.* ont montré que ce phénomène est lié à un mécanisme de cavitation locale qui modifie le profil de pression au sein de ces cavités [52].



Les textures peuvent, par ailleurs, servir de réservoir à lubrifiant [44] et ainsi engendrent une inertie supplémentaire [53] dont les effets sur la portance hydrodynamique dépendent des motifs et des conditions d'écoulement du fluide au sein de l'interface. Différentes études numériques ont été menées sur le sujet afin de modéliser l'écoulement dans des contacts hydrodynamiques texturés. Ces travaux se basent sur la résolution des équations de Reynolds et/ou de Navier-Stokes [54][55][56][57]. Ils montrent que bien qu'une inertie supplémentaire est présente, ses effets ne sont pas toujours cohérents avec ceux observés expérimentalement. Par exemple M.B. Dobrica *et al.* [55] a montré, dans le cas d'un patin fixe texturé et une surface mobile lisse, que l'inertie peut au contraire réduire la portance hydrodynamique, sauf dans le cas d'un faible rapport du diamètre et de la profondeur d'une cavité, noté  $\lambda_{dimple}$  ( $\lambda_{dimple} \simeq 2$ ).

Des études ont également été conduites avec des garnitures mécaniques fonctionnant en régime hydrodynamique [58][59]. Dans ces travaux, M. Adjemout *et al.* ont identifié, de manière numérique [58], un schéma de texturation prometteur, composé de triangles opposés par leur base, qui leur a permis d'augmenter la portance hydrodynamique ainsi que de réduire le frottement dans le contact tout en assurant une bonne étanchéité. Des résultats confirmés expérimentalement [59], avec la mise en évidence d'une réduction de l'échauffement du fluide.

K. Dingui *et al.* ont par la suite précisé expérimentalement ces résultats avec d'autres motifs suggérés par [58]. Tout en confirmant ces tendances, ces travaux ont mis en évidence que les paramètres de densité surfacique et de profondeur de cavité étaient plus impactants que la forme propre de la texture.

En plus de ces phénomènes, la géométrie du contact se rapprochant ici plus d'une configuration à marche, en présence de textures, peut aussi expliquer l'augmentation de portance [60].

### 1.4.4 Application aux paliers hydrodynamique

Dans un palier hydrodynamique, le frottement est essentiellement lié aux propriétés visqueuses du lubrifiant et à son comportement en température. L'épaisseur de film qui peut être influencée par l'état de surface de la bague et de l'arbre, conditionne également le fonctionnement du palier. Dans ce contexte, il apparaît important de comprendre l'influence de la texturation des surfaces sur le comportement en frottement et dynamique d'un palier.

Ce sujet est essentiellement traité d'un point de vue numérique dans la littérature et les études qui mettent en pratique ces résultats donnent des conclusions différentes parfois contradictoires. L'objectif premier est bien entendu de trouver les meilleurs schémas et motifs de textures capables d'augmenter la portance hydrodynamique tout en limitant l'impact sur le frottement et la dynamique de l'arbre.

La majeure partie de ces travaux est réalisée dans des conditions de charge-ments statiques, avec une seule pièce texturée (en grande majorité la bague).

Les premières études numériques sur le sujet [61][62] montrent que pour ces conditions de fonctionnement, la texturation intégrale d'une des deux surfaces ne semble pas intéressante en régime hydrodynamique (et donc pour les paliers). Les effets n'y sont pas significatifs sur le comportement statique du palier (portance hydrodynamique, angle de calage, etc...). Une diminution de l'échauffement du lubrifiant est néanmoins observée pour des faibles excentricités [63].

Des travaux mettent aussi en évidence l'influence d'une texturation partielle sur les caractéristiques statiques des paliers (telles que la portance hydrodynamique, l'angle de calage, ...) avec des résultats mitigés en fonction de la portion de la surface texturée. On peut ici citer les travaux de N. Tala-Ighil *et al.* [64] qui, pour un chargement statique, ont étudiés le cas d'une bague texturée avec des cavités de profondeur proportionnelle à la variation de l'épaisseur de film lubrifiant (de l'ordre d'une dizaine de micromètres). Ils ont trouvés qu'une réduction de la cavitation était possible en texturant uniquement la moitié du palier sur la portion angulaire dans laquelle se situe le divergent du contact et s'accompagnait d'une augmentation de la portance hydrodynamique. Ces résultats ont été obtenus avec des profondeurs de cavité plus faible que l'épaisseur minimale du film fluide et une excentricité relative de 0.6. Cette conclusion se restreint à ce cas précis et les motifs optimaux de textures dépendent de la géométrie des paliers utilisés et des conditions de fonctionnement.

Des études complémentaires ont montré une influence de la répartition des profondeurs des textures sur l'écoulement du fluide en fonction de la répartition du champ de pression [65][66]. Dans ces travaux, S. Cupillard *et al.* ont suggéré que les textures les plus profondes devaient être situées dans les zones de hautes pressions des paliers, et inversement celles peu profondes dans les zones de faibles pressions afin d'améliorer la portance.

Les modèles utilisés dans les travaux venant d'être présentés reposent majoritairement sur la résolution de l'équation de Reynolds. Elles ne prennent pas en compte l'éventuelle recirculation du fluide au sein de cavités (ou autres motifs de texture en général) qui nécessite de prendre en considération les facteurs d'écoulement de Navier-Stokes [34] pour simuler l'écoulement à l'échelle locale de la cavité.

Il est cependant difficile de statuer quant à l'effet réel des textures sur le fonctionnement d'un palier tant les motifs et les configurations diffèrent d'un cas à l'autre. De plus, les résultats de la littérature, bien que consistants, sont relatifs aux conditions posées pour l'étude et ne sont pas généralisables. Certains travaux expérimentaux montrent parfois des effets contraires à ce qui a pu être établi numériquement, avec une diminution du coefficient de frottement en régime hydrodynamique pour des paliers totalement texturés [67][61]. A titre d'exemple, on peut citer Y. Lu *et al.* qui ont testé des cavités de tailles différentes, avec des répartitions biomimétiques réalisées selon la théorie de la phyllotaxie donnée par le modèle mathématique de Van Iterson [68] (comme les motifs des pommes de pins et des ananas). Cette disposition exotique a permis de réduire le coefficient de frottement dans un palier hydrodynamique texturé sur sa bague en chargement statique, en comparaison à des dispositions linéaires plus conventionnelles [67].

Les travaux de Sinanoglu *et al.* avec des stries longitudinales de forme trapézoïdales et en dents de scie, montrent quant à eux une influence de ces motifs sur la pression hydrostatique : les formes trapézoïdales l'augmentent alors que les dents de scie le font diminuer [69].

## 1.5 Conclusions

Ce premier chapitre a été l'occasion de présenter les différents régimes de lubrification s'établissant dans un contact lubrifié. Les spécificités de la composition d'un lubrifiant ont été abordées ainsi que ses différentes propriétés en fonction de sa formulation.

La dépendance du frottement, dans le régime hydrodynamique, aux conditions de fonctionnement et particulièrement à la rhéologie de l'huile a été mise en avant, ainsi que l'influence de l'état de surface et du chargement.

Dans une optique de réduction de frottement, lié à l'utilisation de fluides de faible viscosité et donc de films hydrodynamiques de plus en plus minces, le rôle de ces différentes contributions doit être analysé afin de comprendre les mécanismes mis en jeu, aussi bien en termes de formation de film, de localisation de la zone de cavitation et de cisaillement de ce film mince.

Afin de répondre à ces questions, un dispositif expérimental constitué d'un banc palier modèle instrumenté in situ est développé. Adapté aux fluides de faibles viscosités, il permettra également d'analyser en détail l'effet de la formulation, en jouant à la fois sur la rhéologie et sur l'existence de films de surface, l'influence de la présence de texturation et d'une sévèrisation des conditions expérimentales par le biais d'un chargement dynamique de l'arbre.



# Développement expérimental du tribomètre OSIRIS : films minces en régime hydrodynamique

---

## Sommaire

---

<b>2.1</b>	<b>Présentation générale . . . . .</b>	<b>34</b>
2.1.1	Description du dispositif . . . . .	34
2.1.2	Architecture des paliers . . . . .	37
2.1.3	Mesure de couple . . . . .	40
2.1.4	Mesure de déplacement de l'arbre . . . . .	41
2.1.5	Mesure de l'épaisseur de film lubrifiant . . . . .	42
2.1.6	Pilotage et synchronisation . . . . .	43
<b>2.2</b>	<b>Validation du banc d'essai . . . . .</b>	<b>43</b>
2.2.1	Protocole expérimental de validation . . . . .	43
2.2.2	Réponse du film fluide cisailé . . . . .	44
2.2.3	Estimation des grandeurs théoriques . . . . .	45
2.2.4	Validation expérimentale . . . . .	47
<b>2.3</b>	<b>Définition d'un protocole expérimental . . . . .</b>	<b>48</b>
2.3.1	Influence de la vitesse linéaire de la ligne d'arbre . . . . .	48
2.3.2	Influence de la rampe d'accélération . . . . .	51
<b>2.4</b>	<b>Conclusion . . . . .</b>	<b>56</b>

---

L'étude des mécanismes de lubrification en régime hydrodynamique, en fonction des interactions entre lubrifiants et surfaces (lisses ou texturées), a nécessité la conception d'un dispositif expérimental dédié : le banc *OSIRIS*. De part sa nécessité pour la réalisation de ce projet de recherche, le développement de ce nouveau banc d'essai à représenté une partie conséquente du travail de thèse dont il à fait intégralement partie.

Inspiré du banc *PHAT* [34], précédemment développé au *LTDS*, le banc *OSIRIS* est conçu pour permettre l'intégration aisé de palier texturé et d'un chargement dynamique.

Dans ce chapitre, nous débuterons par la présentation du dispositif expérimental et son principe de fonctionnement. Les contraintes, ainsi que les choix de conception seront abordés. Nous décrirons par la suite la validation de ce banc d'essai en confrontant les résultats expérimentaux obtenus avec les premiers calculs théoriques. Enfin, l'influence de différents paramètres expérimentaux, telle que la vitesse et l'accélération, sera évaluée, conduisant à la définition d'un protocole expérimental robuste.

## 2.1 Présentation générale

Le banc instrumenté *OSIRIS* est composé de deux paliers hydrodynamiques, opérant en bain d'huile avec un jeu radial de  $5 \mu m$ . Une instrumentation dédiée in situ permet la mesure simultanée de l'épaisseur de film fluide, du frottement des paliers, de la position de l'arbre, et enfin des températures au sein des réservoirs d'huile, pour des vitesses de rotation de l'arbre pouvant atteindre  $12000 \text{ tr.min}^{-1}$ , soit une vitesse linéaire de  $6.28 \text{ m.s}^{-1}$  et pour des accélérations contrôlées jusqu'à  $500 \text{ tr.s}^{-2}$  ( $16 \text{ m.s}^{-2}$ ).

Le banc est également conçu de façon modulaire afin, d'une part, de faciliter l'analyse des effets de la texturation des surfaces avec des pièces facilement interchangeables, et d'autre part, d'assurer une grande répétabilité des résultats malgré les nombreux cycles de montage/démontage liés au nettoyage des lubrifiants de chimie variable.

### 2.1.1 Description du dispositif

La figure 2.1 présente le plan d'ensemble du banc d'essai *OSIRIS* (la nomenclature associée est disponible en Annexe A, les points non renseignés correspondent aux éléments de visserie). Ce dernier a été usiné par l'entreprise COMERA. Il est composé d'un moteur PARKER (référence 7) qui entraîne l'arbre avec une vitesse de rotation allant jusqu'à  $12\ 000 \text{ tr/min}$ . Cette motorisation permet de mettre en rotation, par un accouplement flexible (référence 11), le couplemètre MAGTROL TM303 (référence 10) ainsi que l'arbre (référence 29) via l'accouplement (référence 12). Cet arbre est porté par deux bagues (références 15 et 17) qui jouent le rôle de palier hydrodynamique fonctionnant ici en bain d'huile alimenté par des colonnes de lubrifiant placées au-dessus de chacun d'eux. Des joints dynamiques assurent l'étanchéité des paliers (l'architecture de ces paliers sera décrite plus en détail dans le paragraphe 2.1.2). Afin d'assurer un bon alignement de l'ensemble des pièces du système, ces dernières sont montées à l'aide d'une réglette rectifiée (référence 2). Des pièces d'ajustement sont également présentes au niveau des paliers.

Compte tenu de la petite taille des paliers (16 *mm* de longueur utile), des sondes de températures (référence 21) ont été placées dans les bains d'huile de chaque palier, fournissant 4 points de mesure. La position de l'arbre est également suivie à l'aide d'un ensemble de six capteurs capacitifs FOGALE (référence 28) placés sur un bloc démontable entre les deux paliers pour assurer une répétabilité de montage (détaillé plus loin 2.1.4). Enfin l'un des paliers est instrumenté avec des capteurs ultrasonores TRIBOSONIC (référence 15) répartis sur la circonférence du palier afin de suivre l'évolution de l'épaisseur du film fluide au sein de ce palier (explicité dans le paragraphe 2.1.5) et de détecter la présence de la zone de rupture de film.

Les dimensions de l'ensemble des pièces est présenté dans le tableau 2.1.

Des photos du dispositif expérimental sont visibles sur la figure 2.2.

Élément	Dimensions
Arbre	Longueur : $L_a = 182 \text{ mm}$
	Diamètre : $D_a = 10 \text{ mm}$
Disque	Épaisseur : $e_d = 5 \text{ mm}$
	Diamètre extérieur : $D_d = 20 \text{ mm}$
Palier	Longueur : $L = 16 \text{ mm}$
	Jeu radial : $C_r = 5 \mu\text{m}$

TABLE 2.1 – *Dimensions du système*



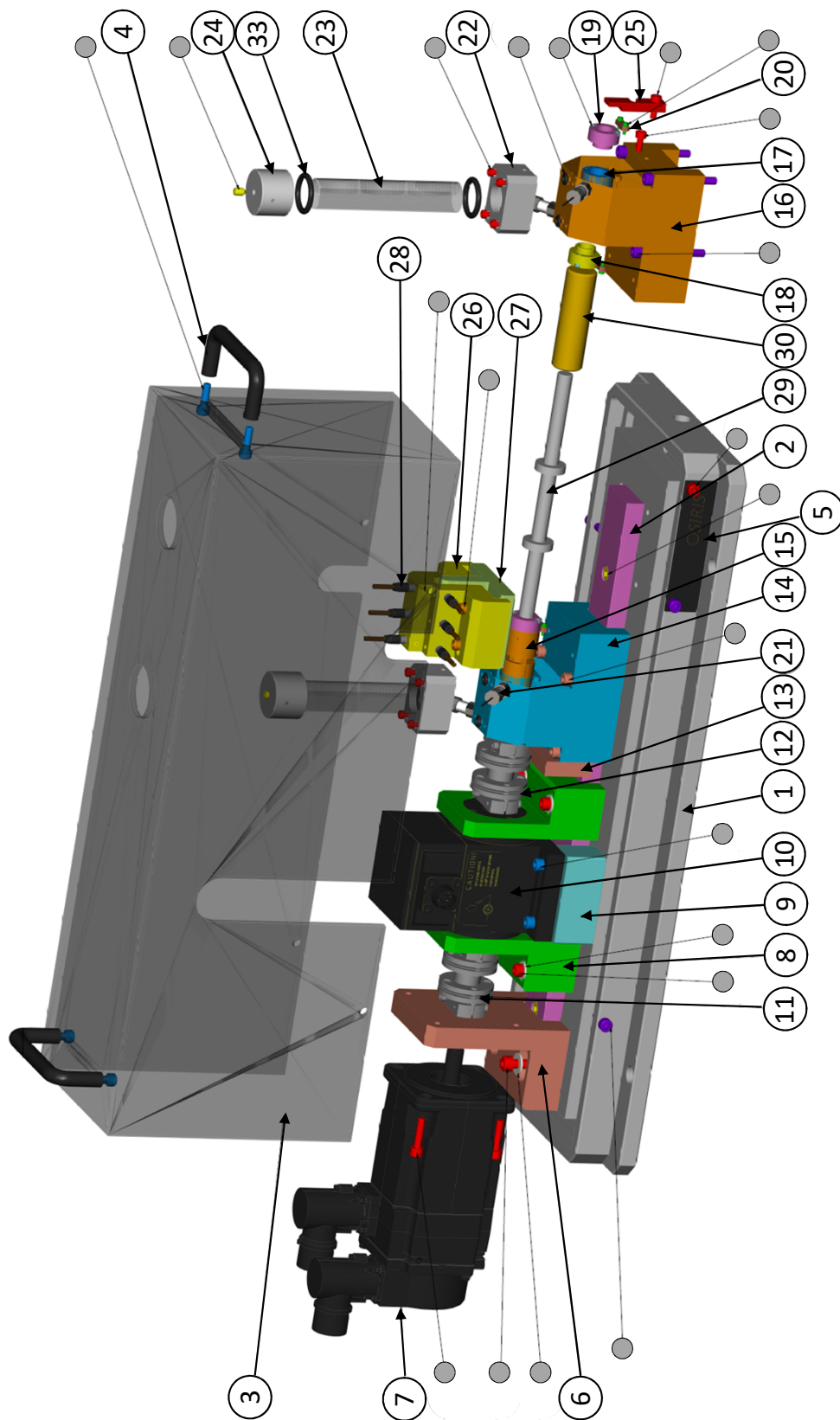
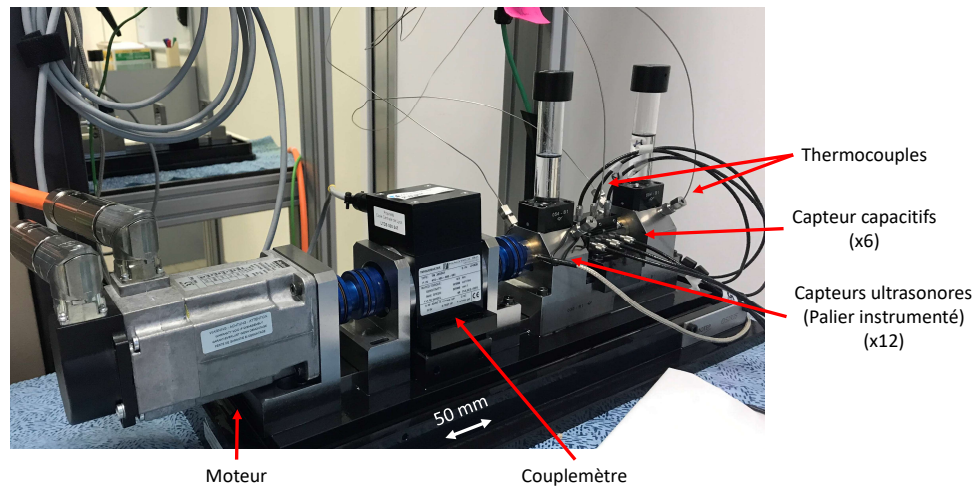
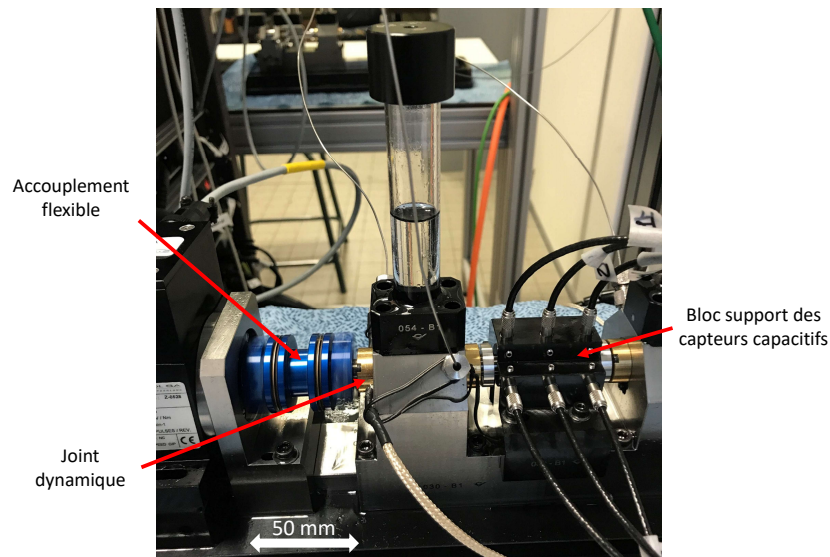


FIGURE 2.1 – Plan d'ensemble du banc d'essai OSIRIS (Nomenclature disponible en Annexe A)



(a) Vue d'ensemble du banc d'essai OSIRIS et des différents capteurs



(b) Zoom sur le palier instrumenté

FIGURE 2.2 – Présentation des différents éléments de mesure présents sur le banc d'essai OSIRIS (a) et des éléments de liaison, d'étanchéité et de support (b)

## 2.1.2 Architecture des paliers

### 2.1.2.1 Palier rapporté

L'arbre est ici supporté par deux bagues jouant le rôle de palier hydrodynamique. Au vu du faible encombrement de ces éléments, les paliers ont été conçus comme un monobloc avec un fonctionnement en bain d'huile.

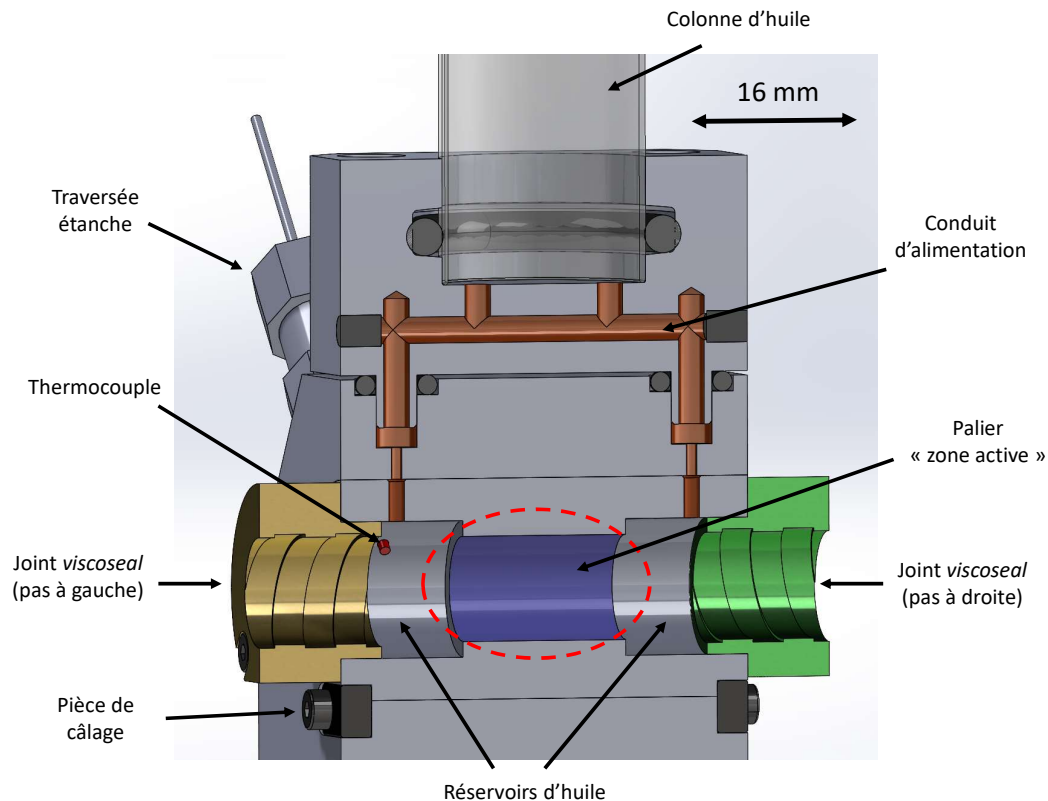


FIGURE 2.3 – Vue en coupe d'un palier rapporté

La figure 2.3 présente un palier rapporté. Le palier hydrodynamique concerne la partie centrale de la pièce, la "zone active" du palier. De part et d'autre de cette dernière, sont disposés des réservoirs assurant le fonctionnement en bain d'huile. Des colonnes de lubrifiant placées à l'aplomb des paliers, assurent, par gravité, l'alimentation de ces réservoirs réalisée à l'aide de conduits usinés dans les pièces support.

Les dimensions de la "zone active" du palier sont indiquées dans le tableau 2.1. Ces dimensions ont été choisies afin d'avoir un palier de *longueur fini* avec un rapport  $L/D = 1.6$ .

Pour ce qui est du suivi de l'évolution de la température du lubrifiant au sein des réservoirs, quatre thermocouples de type K ont été utilisés. Ces sondes de températures ont été disposées de part et d'autre de la "zone active" des bagues pour limiter leur intrusion. L'étanchéité au niveau des points de mesure est assurée à l'aide de traversées étanches. L'évolution de la température du fluide est ainsi suivie au cours de l'essai. Cette mesure de température n'est a priori pas directement assimilable à la température du lubrifiant au sein de la zone active du palier, mais elle reste représentative de son évolution.

Enfin, afin d'assurer le bon alignement des paliers avec le reste du système, des méplats sont présents de part et d'autre de ces paliers. La mise et le maintien en position peuvent ainsi être réalisées à l'aide de pièces de calage.

### 2.1.2.2 Étanchéité dynamique

Les paliers fonctionnant en bain d'huile, l'un des enjeux est d'en garantir l'étanchéité dynamique sans ajout de frottement supplémentaire. Les joints utilisés ici sont appelés joints *viscoseal*, ce sont des joints dynamiques à rainure hélicoïdale.

Pour ce type de joint, l'étanchéité est réalisée via l'écoulement visqueux créé entre la partie en rotation (ici l'arbre) et la partie fixe (le joint *viscoseal*). Ces joints ne sont bien entendus efficaces qu'au niveau d'une interface gaz/liquide. Leur fonctionnement peut être apparenté à une pompe. En mettant en rotation la partie mobile au sein du joint, on va venir "aspérer" l'air afin de créer une interface gaz/fluide à l'intérieur du joint assurant donc l'étanchéité. Le sens des hélices doit être adapté en fonction du sens de rotation de l'arbre. Dans notre cas, il faut avoir des joints *viscoseal* de sens opposé afin d'assurer l'étanchéité complète du palier.

Le dimensionnement détaillé des joints *viscoseal* du banc *OSIRIS*, présenté en Annexe B, a permis de retenir les grandeurs suivantes reportées dans le tableau 2.2. Les notations utilisées sont explicitées dans la figure 2.4.

Paramètres géométriques des joints		Valeurs
Longueur du joint	$L_v$	12 mm
Profondeur de la rainure	$h_v$	0.5 mm
Diamètre de l'alésage	$d_V$	10 mm
Jeu radial	$c_v$	100 $\mu$ m
Angle de rainure	$\alpha_v$	11 °
Largeur axial de l'espace inter-rainures	$a_v$	3 mm
Largeur axial des rainures	$b_v$	3 mm

TABLE 2.2 – Dimensions des joints *viscoseal*

Pour une huile de base de type PAO4 à 20 °C ( $\eta = 0.032$  Pa.s), on trouve une différence de pression  $\Delta P_v$  entre le milieu ambiant et le milieu immergé à étancher d'environ 47 kPa pour une vitesse de rotation de 5000  $tr.min^{-1}$ .

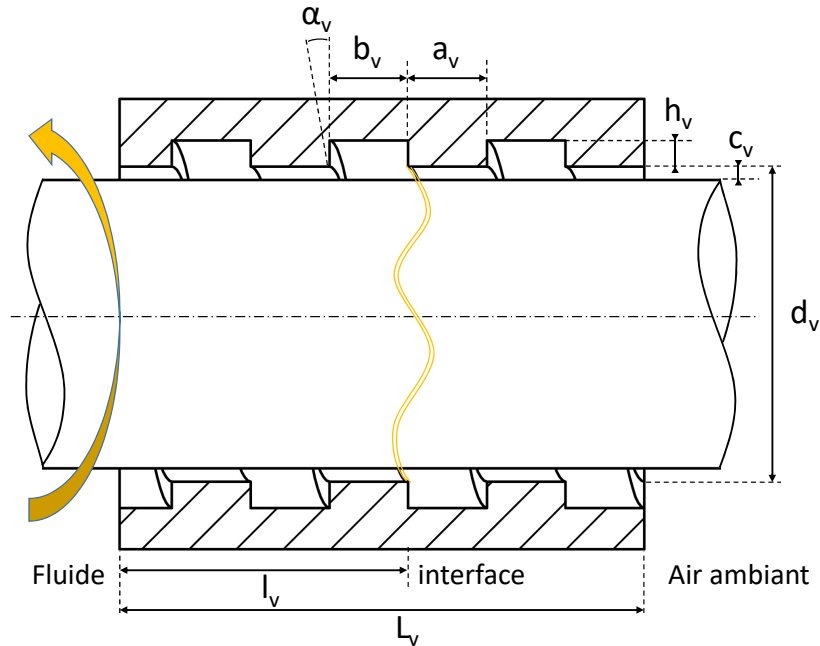


FIGURE 2.4 – Schéma d'un joint viscoélastique avec les paramètres nécessaires à son dimensionnement

### 2.1.3 Mesure de couple

La mesure de couple est assurée par un couplemètre MAGTROL TM303 de couple nominal  $500 \text{ mN.m}$  avec une précision de  $0.5 \text{ mN.m}$ . Cet élément de mesure se compose d'un transformateur à couple variable. Il est constitué d'un bobinage primaire et de deux bobinages secondaires. La mesure repose sur la lecture de la tension alternative induite dans les bobinages secondaires. Le couplemètre dispose ainsi de deux tambours concentriques qui possèdent tous deux, une rangée de fenêtres de même dimension. En l'absence de couple, les fenêtres ne se recouvrent pas et font donc écran au champ magnétique entre les bobinages primaire et secondaires. À l'inverse la présence d'un couple va provoquer une déformation angulaire dans la section de mesure, amenant progressivement à un recouvrement des fenêtres des tambours. Une tension alternative s'exerce dans les bobinages secondaires utilisée pour la mesure du couple en transformant ce signal en tension continue  $\pm 5 \text{ V}$ . Ce couplemètre est également équipé d'un capteur optique permettant en parallèle une mesure de vitesse de rotation de l'arbre.

L'inconvénient de ce système de mesure est qu'il impose d'avoir des pièces de taille relativement importante par rapport au reste du dispositif expérimental afin d'avoir une bonne précision de mesure. Ces éléments entraînés en

rotation, induisent une inertie supplémentaire. Le tableau ci-dessous (tableau 2.3) présente les différents moments d'inertie des éléments en rotation dans le banc d'essai *OSIRIS* :

Pièces en rotation	Quantité	Moment d'inertie ( $g.cm^2$ )
Arbre	1	14
Disque	2	2
Accouplement	2	140
Couplemètre	1	255
Système complet	–	553

TABLE 2.3 – *Inertie des différentes pièces en rotation du système*

Afin d'améliorer la précision du montage, les accouplements choisis sont constitués de quatre lamelles de cuivre pour compenser les désalignements axiaux jusqu'à  $0.8\text{ mm}$ . Ces pièces rajoutent néanmoins de l'inertie au système (détaillé au tableau 2.3).

#### 2.1.4 Mesure de déplacement de l'arbre

Pour suivre l'évolution de la position de l'arbre au cours de l'essai, six capteurs capacitifs (référence 28 sur la figure 2.1) ont été positionnés le long de l'arbre. Idéalement les points de mesures auraient dû être positionnés de part et d'autre des paliers afin d'avoir une meilleure interpolation de la position de l'arbre en tout point de ce dernier. Cependant, compte tenu de l'espace disponible réduit, les capteurs capacitifs ont été seulement placés entre les deux paliers.

Ils sont répartis par paires en trois plans de mesure distincts dans lesquels ils sont placés à  $90^\circ$  les uns par rapport aux autres. Cela permet de déterminer les orbites de déplacement du centre de l'arbre dans chacun des plans. A partir de ces trois plans de mesure, il est alors possible d'extrapoler la position de l'arbre sur toute sa longueur. Cette analyse sera détaillée au chapitre 3.

Du fait de leur positionnement dans le système, une grande attention doit être portée à la propreté des capteurs et de la surface. En effet, la présence d'huile ou de tout autre type de polluants à la surface de l'arbre peut causer un artefact de mesure.

Les capteurs utilisés disposent d'une surface utile de  $\emptyset 2.3\text{ mm}$  et ont une plage de mesure allant de 0 à  $300\ \mu\text{m}$  avec une précision de  $0.003\ \mu\text{m}$ . Ils renvoient une tension proportionnelle à la distance de la surface mesurée pour une fréquence maximale de  $10\text{ kHz}$ .

### 2.1.5 Mesure de l'épaisseur de film lubrifiant

Afin de compléter la mesure capacitive et obtenir une distribution d'épaisseur de film lubrifiant in situ, un des paliers a été instrumenté avec 12 capteurs ultrasons (pièce 15 sur la figure 2.1) équirépartis sur sa circonférence, comme indiqué sur la figure 2.5.

Ces derniers consistent en des sondes piézoélectriques qui fonctionnent comme émetteur et récepteur d'ondes ultra-sonores avec une fréquence d'acquisition maximale de  $1\text{ kHz}$ . En comparant les signaux émis et réfléchi, il est possible de remonter à l'épaisseur du film fluide et à sa distribution de manière non intrusive.

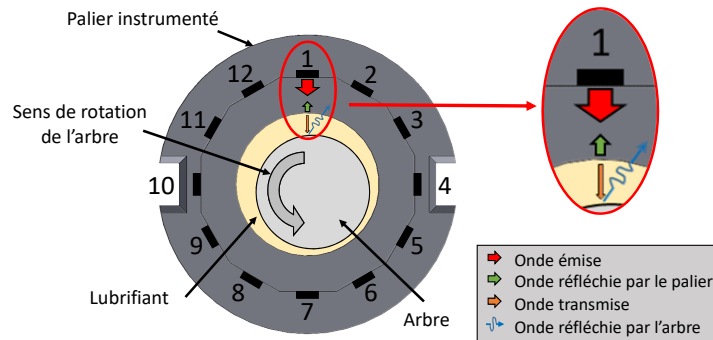


FIGURE 2.5 – Schéma du palier instrumenté avec les capteurs ultrasons

Le fonctionnement de ces capteurs se base sur les travaux de Dwyer-Joyce [70][71] et repose ici sur la méthode de raideur d'interface, particulièrement adaptée à la mesure de film minces, allant de  $100\text{ nm}$  à  $50\text{ }\mu\text{m}$ . L'inconvénient de cette méthode est qu'elle nécessite de réaliser en amont une acquisition de référence "à vide" (dans notre cas sans l'arbre ni lubrifiant) afin de connaître la position de la première surface rencontrée par les ondes et de s'en servir comme référence pour la mesure d'épaisseur du film lubrifiant.

L'utilisation de ce modèle nécessite également de connaître l'évolution de la vitesse de propagation de l'onde dans le lubrifiant en fonction de la température ainsi que l'impédance acoustique des matériaux solides de part et d'autre du film lubrifiant.

Ce système présente également l'inconvénient de devoir travailler de façon séquentielle : ainsi un seul capteur peut fonctionner à la fois afin de ne pas venir perturber la mesure des autres capteurs. Chaque mesure présentera donc un déphasage temporel à prendre en compte. L'utilisation détaillée de ces mesures sera présentée au chapitre 3.

### 2.1.6 Pilotage et synchronisation

Des logiciels commerciaux dédiés tels que TORQUE 7 et xSCAN Configurator permettent le paramétrage et l'acquisition respectivement du couplemètre et des capteurs ultrasons. Pour ce qui est du reste des éléments du banc d'essai *OSIRIS*, un logiciel de pilotage et d'acquisition a dû être mis au point. Son développement ainsi que sa mise en œuvre ont fait partie intégrante du travail de thèse dont ils ont représenté une partie non négligeable.

Réalisé sous LABVIEW, il permet le paramétrage, le contrôle et l'acquisition des retours de données du moteur, des thermocouples ainsi que des capteurs capacitifs. Ces acquisitions sont donc faites simultanément avec des fréquences propres à chaque capteur grâce à l'utilisation d'un système NI CompactDAQ et de cartes d'acquisition dédiées. Le moteur est, quant à lui, piloté au travers d'un variateur indépendant répondant à une table d'échange conforme au cahier des charges préalablement établi.

Les différentes voies acquises via le logiciel développé sont donc synchronisées au début de l'acquisition. Pour les autres capteurs (couplemètre et capteurs ultrasons), nous réalisons cette synchronisation a posteriori, lors de l'exploitation des données avec pour référence temporelle, l'instant de mise en rotation de l'arbre moteur.

## 2.2 Validation du banc d'essai

### 2.2.1 Protocole expérimental de validation

Afin de valider le fonctionnement du banc OSIRIS, différents essais ont été réalisés avec un arbre lisse de référence et un huile de base Groupe III+, utilisée dans le cadre du projet IMOTEP, noté *Bo GrIII+* de faible viscosité  $\eta_{25\text{ }^\circ\text{C}} = 26.8\text{ mPa.s}$  à  $25\text{ }^\circ\text{C}$ .

Avec une masse totale de  $115\text{ g}$ , l'arbre (disques de balourd compris) représente le seul chargement exercé sur les paliers, soit  $0.56\text{ N}$  sur chacun d'eux. Ce chargement sera négligé dans la suite du manuscrit.

La cinématique choisie consiste en une rampe d'accélération suivie d'un palier à vitesse de rotation constante puis d'une décélération. Ces essais préliminaires permettent d'enregistrer la réponse du film d'huile cisailé en régime hydrodynamique, en termes de couple résistant mesuré à l'aide du couplemètre et d'évolution de la température dans les bains d'huiles.



Ces résultats sont alors confrontés aux résultats de la simulation numérique du palier hydrodynamique.

### 2.2.2 Réponse du film fluide cisailé

Les essais ont été réalisés pour des rampes d'accélération avec une faible valeur d'accélération, fixée à  $2 \text{ tr.s}^{-2}$ . L'objectif est ici d'augmenter la vitesse de rotation de l'arbre jusqu'à  $7000 \text{ tr.min}^{-1}$ . Pour chaque essai, la vitesse a été maintenue constante pendant une durée de 1h30 afin d'avoir un couple le plus stable possible et d'atteindre un régime que l'on pourra considérer comme établi. L'essai est stoppé après une rampe de décélération de valeur identique à celle de l'accélération de la phase de démarrage.

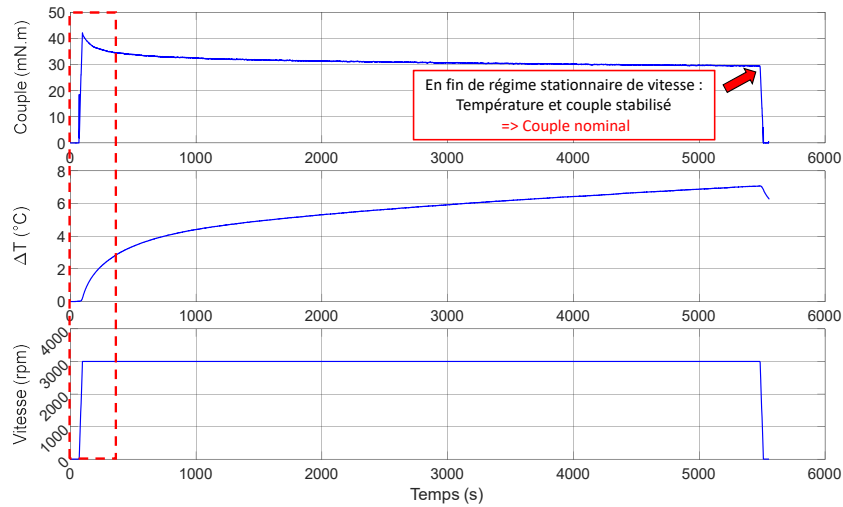
La figure 2.6 présente un essai avec une accélération de  $2 \text{ tr.s}^{-2}$  et à une vitesse de rotation de l'arbre de  $3000 \text{ tr.min}^{-1}$  afin d'illustrer les différentes phases de l'essai.

Lors de la mise en rotation de la ligne d'arbre, un pic de couple résiduel apparaît comme le montre le zoom sur la figure 2.6b. La valeur de ce pic de couple peut varier en fonction de différents paramètres difficilement maîtrisables tels que la précision de montage, le temps d'inactivité du banc depuis la dernière utilisation, etc ... Ce pic n'est donc pas exploitable et résulte du décollement de l'arbre de la surface des paliers.

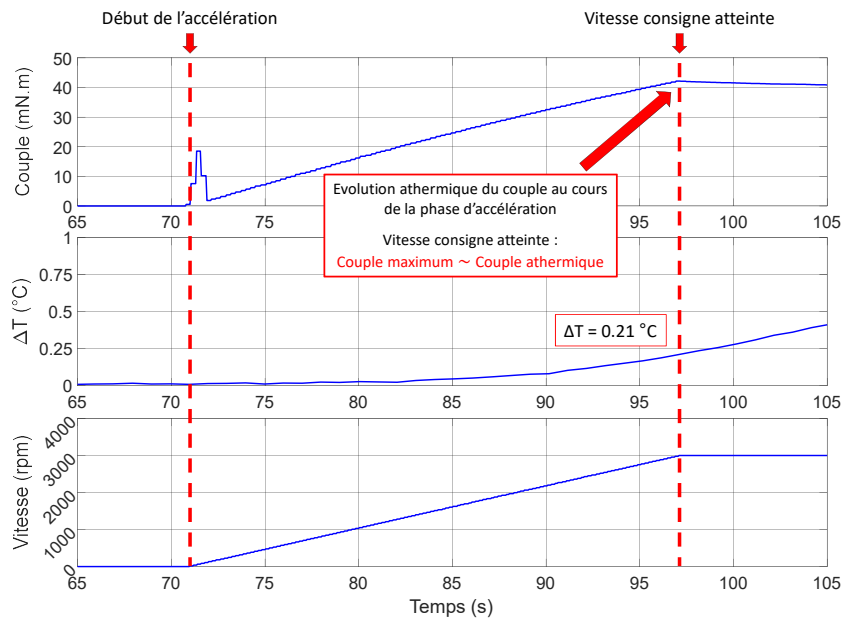
Le couple mesuré augmente avec la vitesse, durant la suite de la rampe d'accélération.

Enfin, lorsque la vitesse consigne est atteinte, le couple atteint une valeur maximale. Il décroît ensuite pour atteindre une valeur stabilisée, assimilée ici au couple nominal (identifié sur la figure 2.6a). La mesure simultanée de la variation de la température dans les réservoirs montre que la température est quasi-constante pendant la phase d'accélération puis augmente fortement lors du plateau à vitesse constante. Ces observations couplées semblent indiquer que le maximum de couple résulte du cisaillement athermique du fluide (avec une élévation de température de  $0.21 \text{ }^\circ\text{C}$  pour une accélération assez faible  $2 \text{ tr.min}^{-1}$ ). l'évolution du couple nominal pendant la période de rotation à vitesse constante pourrait traduire des effets thermiques conséquents au sein du film d'huile.

L'ensemble des essais ont été réalisés deux fois en couvrant des gammes d'accéléérations et de vitesses différentes afin de valider la reproductibilité.



(a) Évolution temporelle du couple, de la variation de température et de la vitesse



(b) Zoom sur la phase de montée en vitesse de l'essai

FIGURE 2.6 – Réponse temporelle à une rampe d'accélération de  $2 \text{ tr.s}^{-2}$  jusqu'à une vitesse de  $3000 \text{ tr.min}^{-1}$  (a). Mise en évidence de la faible élévation de température mesurée dans les paliers dans la phase d'accélération (b).

### 2.2.3 Estimation des grandeurs théoriques

En supposant l'absence de cavitation pour un palier centré, on se place dans le cadre d'un écoulement visqueux de type Couette. Il est alors possible d'exprimer la contrainte de cisaillement visqueuse  $\tau$  en fonction de la viscosité

dynamique  $\eta$  [14]. La figure 2.7 illustre les paramètres utilisés (les paramètres étant fixé par la géométrie et présentés dans le tableau 2.1).

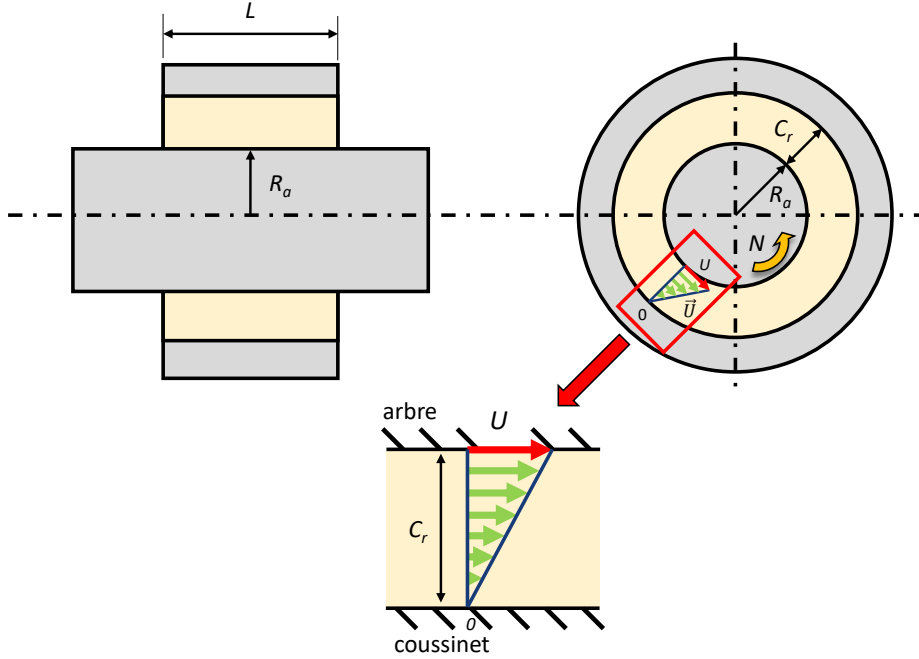


FIGURE 2.7 – Schéma d'un palier centré avec un écoulement de Couette

Dans ces conditions, on définit la contrainte de cisaillement comme suit :

$$\tau = \eta \frac{U}{C_r} \quad (2.1)$$

avec  $U$  la vitesse linéaire de l'arbre et  $C_r$  le jeu radial. A partir de cette contrainte de cisaillement, il est alors possible d'exprimer la force de frottement sur l'arbre, donnée par :

$$T = \tau S = \eta \frac{2\pi R_a U L}{C_r} \quad (2.2)$$

Le couple dans un palier peut alors être calculé par la formule suivante :

$$C = T.R_a = \frac{2\pi\eta R_a^2 U L}{C_r} \quad (2.3)$$

Cette formule 2.3 sera utilisée pour calculer les couples visqueux théoriques et les confronter aux valeurs expérimentales mesurées.

Le banc d'essai *OSIRIS* dispose de 2 paliers hydrodynamiques, ce dont on tiendra compte dans la détermination des couples totaux.

### 2.2.4 Validation expérimentale

Lors de la phase d'accélération, le couple mesuré expérimentalement augmente avec la vitesse, conformément à l'évolution prédite par l'équation 2.3. Les valeurs caractéristiques, le couple maximal en fin d'accélération et le couple nominal, sont également comparés aux valeurs théoriques, comme présenté à la figure 2.8, pour des essais réalisés jusqu'à des vitesses maximales de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  (correspondant à  $7000 \text{ tr.min}^{-1}$ ) et un accélération de  $0.063 \text{ m.s}^{-2}$  ( $2 \text{ tr.s}^{-2}$ ). Le couple maximum théorique est calculé en supposant la viscosité constante, égale à celle de la température initiale de l'essai : on suppose ainsi que la phase d'accélération est purement athermique, compte tenu de la faible augmentation de température mesurée dans les réservoirs.

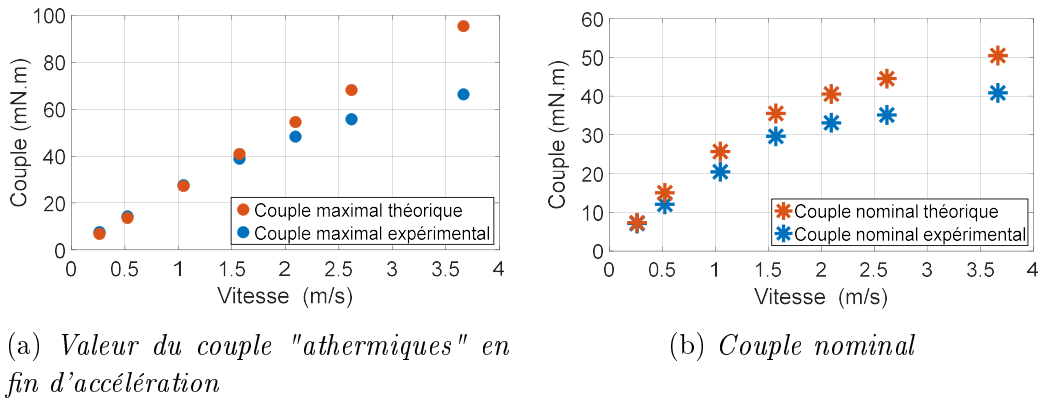


FIGURE 2.8 – Évolution du couple maximal supposé athermique (a) et du couple nominal (b), en fonction de la vitesse linéaire et comparées à celles calculées théoriquement en supposant un écoulement de Couette en l'absence de cavitation

La confrontation expérimentale/théorique présentée à la figure 2.8a montre une assez bonne corrélation, en deçà de  $1.57 \text{ m.s}^{-1}$  ( $3000 \text{ tr.min}^{-1}$ ). Au delà de cette valeur de vitesse, les effets thermiques générés lors de la montée en vitesse à faible accélération induisent une réduction de la viscosité au sein des paliers pouvant expliquer la diminution du couple visqueux associé. Ces hypothèses seront discutées au Chapitre 3.

Sur la figure 2.8b on s'intéresse au couple nominal. On compare ainsi le couple mesuré à la fin du régime stationnaire de vitesse, avec le couple calculé en prenant ici en compte l'élévation de température mesurée dans les réservoirs et son impact sur la viscosité du lubrifiant, mesurée par ailleurs en fonction de la température.

Si l'évolution du couple nominal avec la vitesse reste similaire et si les ordres de grandeurs sont maintenus, les valeurs diffèrent. La raison de cette diffé-

rence peut venir des points de mesure de la température, situés dans les bains d'huile des paliers rapportés. On peut supposer dans un premier temps une élévation de température bien plus importante au sein des "zones actives" des paliers. Ce point sera détaillé et discuté par la suite au chapitre 3.

Cette étape de validation montre que le banc d'essai *OSIRIS* fonctionne en régime hydrodynamique et met en évidence la grande sensibilité des mesures de couple aux élévations locales de température au sein des paliers.

## 2.3 Définition d'un protocole expérimental

Le banc d'essai *OSIRIS* étant validé, l'analyse des différents paramètres expérimentaux, à savoir la vitesse et l'accélération, sera utilisée pour définir un protocole expérimental de référence.

Pour cette analyse, l'huile de base du Groupe III+ (*Bo GrIII+*) de viscosité à l'ambiante  $\eta_{25\text{ }^\circ\text{C}} = 26.8\text{ mPa.s}$  et l'arbre lisse de référence sont conservés.

Dans la suite du manuscrit, nous parlerons en vitesse linéaire de l'arbre dans les paliers ( $m.s^{-1}$ ) et avec des accélérations en  $m.s^{-2}$  (pour un rayon nominal d'arbre de  $R_a = 5\text{ mm}$ ). Le tableau 2.4 ci-dessous identifie les différentes valeurs de vitesse et d'accélération utilisées :

	Unité	Valeurs						
Vitesse	$tr.min^{-1}$	500	1000	2000	3000	4000	5000	7000
	$m.s^{-1}$	0.26	0.52	1.05	1.57	2.1	2.62	3.67
Accélération	$tr.s^{-2}$	1	2	10	50	100	200	500
	$m.s^{-2}$	0.031	0.063	0.31	1.57	3.14	6.28	15.7

TABLE 2.4 – Table de conversion des unités usuelles en unité SI des vitesses et accélérations utilisées

### 2.3.1 Influence de la vitesse linéaire de la ligne d'arbre

L'objectif de ce paragraphe est de montrer les effets de la vitesse de rotation sur la réponse en couple et la variation de température du lubrifiant dans les paliers (température mesurée dans les bains d'huile). Les essais réalisés suivent le même protocole que celui présenté dans la partie précédente (voir le paragraphe 2.2.4) : avec le même arbre lisse de référence. Des essais de rampe d'accélération avec une valeur d'accélération identique, égale à  $0.063\text{ m.s}^{-2}$ ,

pour des vitesses linéaires en régime stationnaire de  $1.57 \text{ m.s}^{-1}$  et  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  sont comparés. Le plateau de vitesse est maintenu pendant une durée d'environ 1h30, avant de procéder à une phase de décélération de même valeur que l'accélération.

La figure 2.9 compare les réponses en couple et les variations de température de l'huile de base *Bo GrIII+* avec l'arbre lisse de référence à la même rampe d'accélération de  $0.063 \text{ m.s}^{-2}$  pour les différentes vitesses consignes en fonction du temps (les essais ont été synchronisés afin de faire correspondre la mise en rotation de l'arbre).

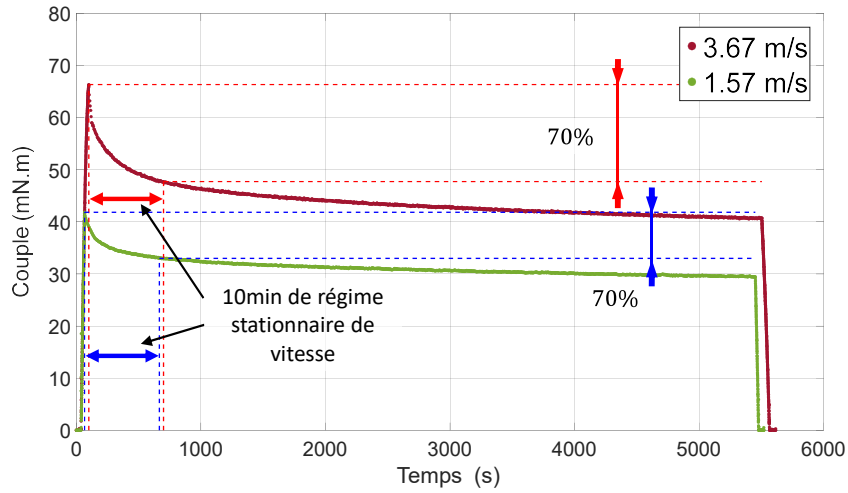
Sur la figure 2.9a, les couples mesurés sont représentés. Bien que la vitesse ait un impact sur les valeurs du frottement, les évolutions du couple suivent la même tendance déjà décrite sur la figure 2.6.

Durant la phase d'accélération, les réponses en couple se superposent parfaitement. Ainsi, pour la même accélération, les valeurs de couples maximum pour différentes vitesses peuvent toutes être retrouvées sur la réponse en couple d'un essai à plus haute vitesse (cf. figure 2.9b).

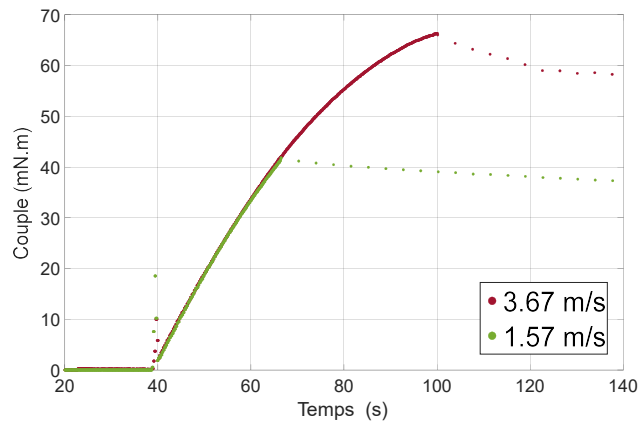
Durant la seconde phase de l'essai à vitesse constante, le couple diminue rapidement pour atteindre, au bout de 10 min, 70 % du couple nominal stabilisé au terme des 1h30 d'essai, et ce quelle que soit la vitesse consigne utilisée.

La tendance inverse est observée sur les valeurs de variation de température du fluide au sein des paliers (figure 2.9c). Un échauffement de 60 % pour l'essai à  $1.57 \text{ m.s}^{-1}$  de l'échauffement final à la fin du régime stationnaire de vitesse est atteint au terme des dix premières minutes de cette phase, valeur atteignant 70 % pour la vitesse de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ . L'augmentation rapide de la température au début du régime stationnaire de vitesse est donc bien en corrélation avec l'évolution observée sur la figure de couple précédente. Au-delà, l'échauffement est moindre, ce qui est cohérent avec la stabilisation progressive du couple.

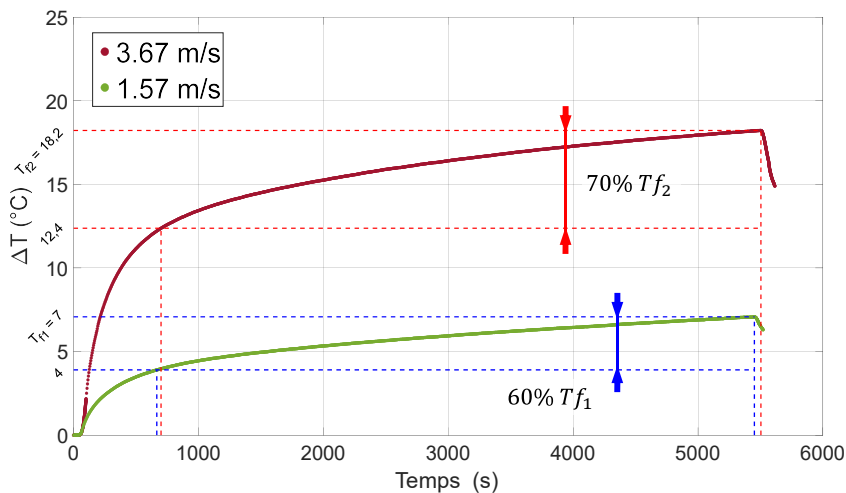
Fort de ces observations, dans la suite du manuscrit, les essais présentés sont des essais avec une rampe d'accélération permettant d'atteindre une vitesse linéaire d'arbre dans les paliers, de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ , plateau de vitesse maintenu pendant 10 minutes avant décélération.



(a) Réponses temporelles en couple



(b) Réponses temporelles en couple sur la phase d'accélération



(c) Variations de température

FIGURE 2.9 – Effet de la vitesse sur les réponses en couple (a) avec la mise en évidence de la superposition des évolutions temporelles du couple lors de la phase d'accélération (b), pour les deux vitesses considérées (respectivement 1.57 et 3.67  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). Ainsi que de la variation de température moyenne mesurée dans les paliers (c) dans le cadre d'essais de rampes d'accélération à 0.063  $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$  avec une huile **Bo GrIII+** ( $\eta_{25}^{\circ}\text{C} = 26.8 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ).

## 2.3.2 Influence de la rampe d'accélération

### 2.3.2.1 Effet de l'accélération sur la réponse du palier

Seule la phase d'accélération est analysée dans ce paragraphe. L'influence de ce paramètre variant de  $0.031 \text{ m.s}^{-2}$  à  $15.7 \text{ m.s}^{-2}$  est étudiée, à la fois sur la réponse en couple et sur la variation éventuelle de température durant ce bref régime transitoire de vitesse jusqu'à atteindre la vitesse linéaire de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ . L'huile de base *Bo GrIII+* ainsi que l'arbre lisse de référence ont été conservés pour cette étude. La figure 2.10 présente les résultats de ces essais en fonction de l'évolution de la vitesse linéaire de l'arbre dans les paliers.

La figure 2.10a montre les effets de l'accélération sur la réponse en couple sont immédiatement visibles. Le couple augmente significativement avec l'accélération, en raison de l'effet "parasite" de l'inertie liée à la mise en rotation des différents éléments de la ligne d'arbre.

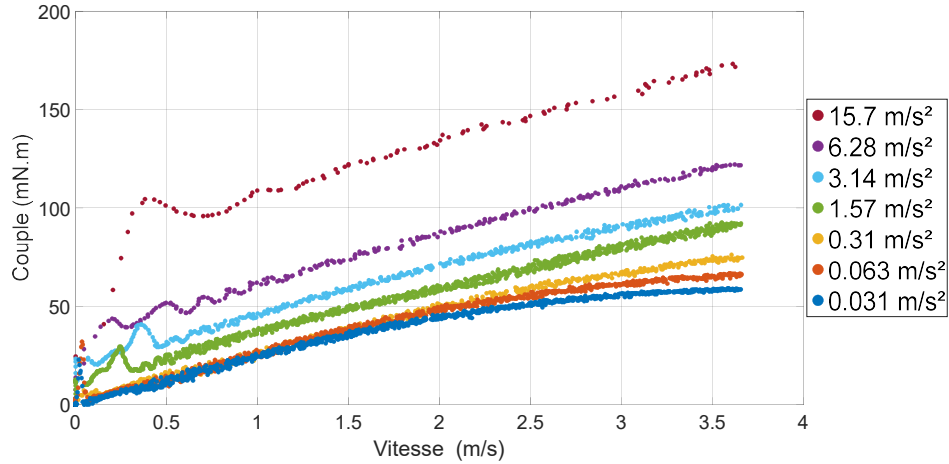
L'évolution de la température en fonction de la vitesse de rotation pour les différentes valeurs d'accélération utilisées est présentée sur la figure 2.10b. On voit très clairement que pour des accélérations égales ou supérieures à  $1.57 \text{ m.s}^{-2}$ , l'effet thermique reste négligeable dans les bains d'huile. Aux faibles valeurs d'accélération ( $0.031 \text{ m.s}^{-2}$ ), l'élévation de température peut atteindre  $3.4 \text{ }^\circ\text{C}$  dans la phase d'accélération.

Ces résultats confirment que la montée en vitesse n'est purement athermique que pour certaines conditions de vitesse et d'accélération. En l'occurrence, pour une très faible accélération, telle que  $0.063 \text{ m.s}^{-2}$ , les effets thermiques interviennent dans la réponse en couple aux alentours de  $1 \text{ m.s}^{-1}$  ce qui correspond au décrochage des valeurs expérimentales obtenues lors du protocole de validation du banc (voir figure 2.2.4).

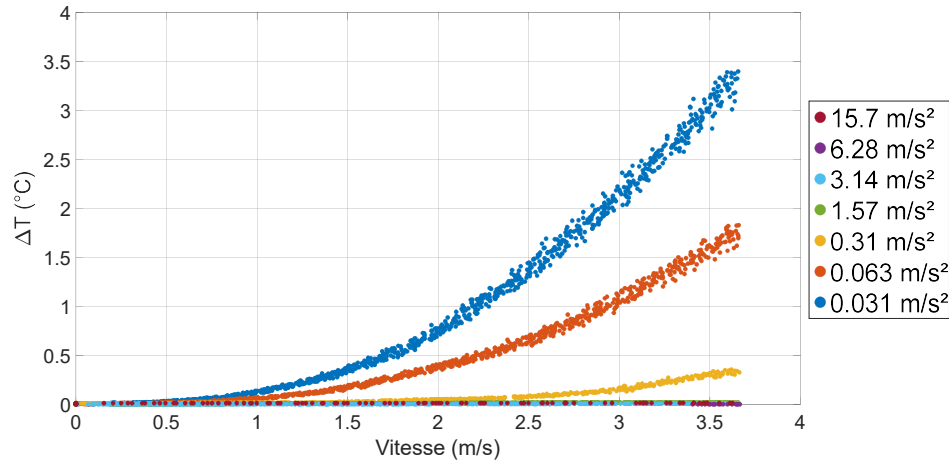
### 2.3.2.2 Mise en évidence de l'inertie résiduelle

Comme évoqué précédemment, l'inertie des pièces en mouvement modifie la réponse en couple lors de la phase de montée en vitesse de la ligne d'arbre, d'autant plus lorsque l'on augmente la valeur d'accélération. Il convient donc ici de déterminer ce couple inertiel, de façon expérimentale puis théorique avec les dimensions nominales des différentes pièces. Par la suite nous verrons l'effet de cette inertie sur les évolutions du couple présentées dans le paragraphe précédent, et nous statuerons quant à sa prise en compte.





(a) Évolutions du couple durant la phase d'accélération en fonction de la vitesse linéaire de l'arbre, pour des rampes d'accélération croissante



(b) Variations de température dans les paliers sur la phase d'accélération en fonction de la vitesse linéaire de l'arbre.

FIGURE 2.10 – Effet de la rampe d'accélération sur les réponses en couple (a) et de la variation de température moyenne mesurée dans les paliers (b) lors de la phase d'accélération jusqu'à atteindre une vitesse linéaire de  $3.67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  dans les paliers avec une huile **Bo GrIII+** ( $\eta_{25 \text{ }^\circ\text{C}} = 26.8 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ) et un arbre lisse.

- Couple inertiel expérimental

L'effet inertiel est également visible pendant le reste de l'essai et logiquement, surtout à forte accélération. En effet, à chaque changement de régime de vitesse un "décrochage" du couple, de valeur identique à celle du couple inertiel initial, est détecté.

La figure 2.11 illustre ce phénomène pour un essai complet, réalisé avec une accélération de  $3.14 \text{ m.s}^{-2}$  pour une vitesse linéaire de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ . Les deux décrochages, de valeur moyenne  $16.4 \text{ mN.m}$ , ont lieu au moment de l'établissement de la vitesse consigne puis au démarrage de la phase de décélération. Ces décrochages sont facilement identifiables dès  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  d'accélération. L'ensemble de ces valeurs de "décrochage", sont répertoriées pour les différentes accélérations testées dans le tableau 2.5.

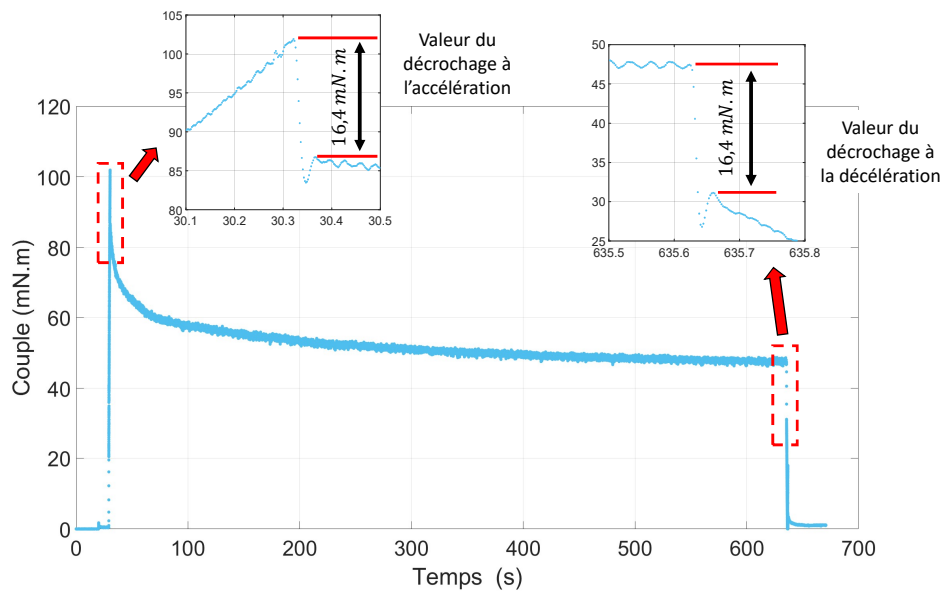


FIGURE 2.11 – Évolution temporelle du couple lors d'un essai en rampe d'accélération à  $3.14 \text{ m.s}^{-2}$  pour une vitesse linéaire de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ . Détermination des zones de "décrochage" du couple

- Couple inertiel théorique

Les moments d'inertie des éléments mis en rotation dans le système ont été présentés dans le tableau 2.3. Cependant, ici, le couple inertiel des éléments en rotation mesuré par le couplemètre diffère. En effet ce système d'intérêt se compose uniquement de l'arbre, des deux disques de balourd, de l'accouplement couplemètre-arbre et du couplemètre (pour lequel seulement la moitié de l'inertie sera pris en compte), ce qui représente un moment d'inertie de  $285 \text{ g.cm}^2$ .

Le couple  $C_i$ , lié à cette inertie, dépend de la vitesse de rotation ainsi que de l'accélération. Il est défini comme suit :

$$C_i = \frac{I\omega}{\Delta t} \quad (2.4)$$

avec  $I$  l'inertie du système d'intérêt,  $\omega$  la vitesse angulaire et  $\Delta t$  le temps nécessaire pour atteindre la vitesse de rotation consigne.

Le tableau 2.5 présente la comparaison des couples d'inertie mesurés expérimentalement avec ceux estimés par le calcul en fonction des différentes valeurs d'accélération utilisées lors des essais réalisés avec la vitesse consigne de référence ( $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ ).

Accélération ( $\text{m.s}^{-2}$ )	Couple d'inertie expérimental ( $\text{mN.m}$ )	Couple d'inertie théorique ( $\text{mN.m}$ )
0.031	0.19	0.18
0.063	0.23	0.35
0.31	1.6	1.7
1.57	8.4	8.9
3.14	16.4	17.9
6.28	34.4	35.8
15.7	80.1	89.5

TABLE 2.5 – Comparaison des couples d'inertie mesuré expérimentalement et calculé théoriquement en fonction de la valeur d'accélération utilisée

La comparaison de ces valeurs montre une bonne corrélation entre les couples inertiels calculés et les chutes de couple identifiées lors de chaque essai. Les approximations faites lors du calcul des moments d'inertie de chaque élément du système d'intérêt (avec les dimensions et masses volumiques nominales) ainsi que les hypothèses faites sur les éléments sélectionnés peuvent expliquer la faible divergence avec les valeurs expérimentales.

En conclusion, les décrochages observés expérimentalement sont liés à l'inertie générée par les différents éléments mis en rotation sur la ligne d'arbre.

- Prise en compte de l'inertie dans les réponses en couple des essais d'accélération

Afin de s'affranchir des effets inertiels de l'accélération sur la phase de montée en vitesse, on se propose dans la figure 2.12 d'appliquer un offset de couple à chaque série de valeurs correspondant au couple inertiel déterminé expérimentalement.

L'évolution du couple lors de la rampe d'accélération tend alors vers une

réponse linéaire pour les plus fortes accélérations qui impliquerait un comportement purement athermique durant ce régime transitoire de vitesse. On confirme également qu'avec la diminution de l'accélération, la réponse en couple diverge de ce comportement linéaire sous l'effet de l'augmentation de la température du lubrifiant dans le palier.

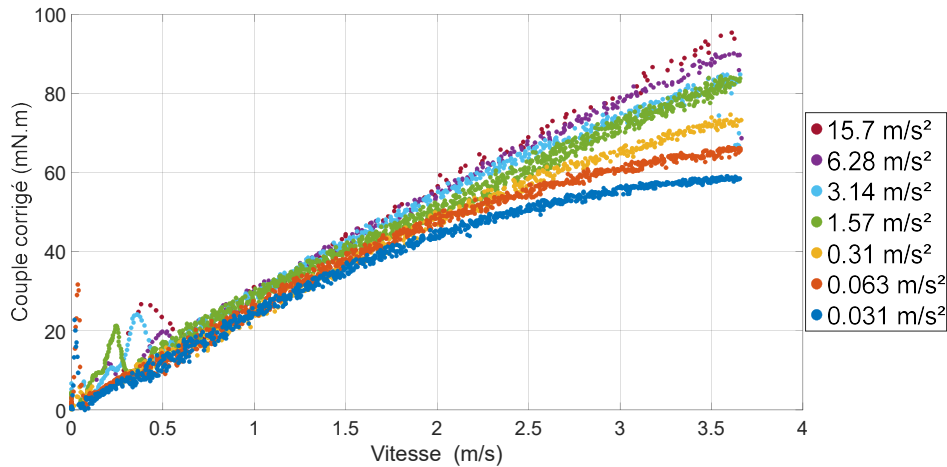


FIGURE 2.12 – Évolutions du couple corrigé en fonction de la vitesse durant la phase d'accélération, pour différentes accélérations

- Choix de la valeur d'accélération

Les effets de l'inertie peuvent également être dommageables pour l'essai et pour le dispositif expérimental. L'inertie mise en jeu avec la plus haute valeur d'accélération testée,  $15.7 \text{ m.s}^{-2}$ , provoque à la décélération, une désynchronisation du couplemètre qui n'entraîne plus la ligne d'arbre. Lors de l'arrêt de la rotation de l'arbre moteur, cela peut aller jusqu'à mettre en défaut le moteur. Les essais à cette accélération sont donc à proscrire.

La valeur de  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  est finalement retenue comme accélération de référence, elle sera donc utilisée dans le reste des essais de ce manuscrit. Cette valeur d'accélération présente le meilleur compromis. Les effets thermiques restent présents mais moindres dans le régime transitoire de vitesse. L'élévation de température dans les réservoirs reste assez faible (mesurée à  $0.35 \text{ }^\circ\text{C}$  sur le graphique 2.10b). L'intérêt majeur de cette valeur d'accélération est le faible couple inertiel qu'elle impose. De plus, dans la suite du manuscrit, en particulier au Chapitre 4 dans le cas d'essais chargés, ce chargement engendre une inertie supplémentaire, et cette valeur de  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  représente à nouveau le meilleur compromis.

Bien que pour la valeur d'accélération choisie le couple inertiel reste faible, il conviendra d'en tenir compte. Dans la suite du manuscrit, les valeurs de couple utilisées intègrent toutes la correction couple inertiel.

Pour des raisons techniques liées à la reproductibilité du montage du système, cet offset de couple est déterminé expérimentalement dans chaque cas selon la procédure présentée préalablement.

## 2.4 Conclusion

Ce chapitre a été l'occasion de présenter le banc d'essai *OSIRIS*, le banc palier hydrodynamique conçu et réalisé dans le cadre de cette thèse. Nous avons pu passer en revue les différents éléments de mesure qui le composent en expliquant leur principe de fonctionnement et leur précision.

Ce dispositif expérimental a été validé pour une huile de base *Bo GrIII+* de faible viscosité et un arbre lisse de référence. A partir des premières comparaisons du couple mesuré avec les valeurs estimées dans le cadre d'une lubrification en régime hydrodynamique "idéale" (palier centré, absence de cavitation).

Cette validation souligne la sensibilité des mesures aux effets thermiques générés au sein des films hydrodynamiques cisailés.

Une analyse fine de l'influence de la vitesse de rotation et de l'accélération, à partir d'une prise en compte des effets thermiques et inertiels, a permis de définir un protocole de référence résultant d'un compromis que nous avons pu justifier.

L'essai retenu est donc un essai de rampe d'accélération de  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  jusqu'à atteindre une vitesse linéaire de l'arbre dans les paliers de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$ , plateau de vitesse maintenu pendant dix minutes avant décélération contrôlée (de même valeur que lors de l'accélération).

Cette première analyse a également permis de mettre en évidence le rôle important joué par l'inertie des différentes pièces en mouvement. Dans la suite du manuscrit, la valeur du couple d'inertie est retranchée aux résultats obtenus.

# Mécanismes de frottement de film mince en régime hydrodynamique

---

## Sommaire

---

<b>3.1</b>	<b>Lubrifiants étudiés</b> . . . . .	<b>58</b>
3.1.1	Nature des huiles . . . . .	58
3.1.2	Caractérisation rhéologique des lubrifiants . . . . .	60
<b>3.2</b>	<b>Comportement d'un film mince hydrodynamique sous cisaillement</b> . . . . .	<b>63</b>
3.2.1	Formation et mesure de l'épaisseur du film hydrodynamique . . . . .	63
3.2.2	Existence et caractérisation de la zone de cavitation . . . . .	74
3.2.3	Conclusion . . . . .	85
<b>3.3</b>	<b>Influence de la composition des lubrifiants</b> . . . . .	<b>86</b>
3.3.1	Avant propos . . . . .	86
3.3.2	Formulations à base de PMA . . . . .	86
3.3.3	Formulations à base de HSD . . . . .	94
3.3.4	Ensemble des lubrifiants . . . . .	98
<b>3.4</b>	<b>Conclusion</b> . . . . .	<b>100</b>

---

Suite à la validation du banc hydrodynamique **OSIRIS** et à la définition d'un protocole expérimental de référence, nous nous proposons d'identifier et de discuter des différentes contributions à la dissipation par frottement dans le palier hydrodynamique en fonction de la composition des lubrifiants.

## 3.1 Lubrifiants étudiés

La sélection d’huiles étudiées dans ce manuscrit s’articule autour d’une huile de base de faible viscosité qui va servir de solvant aux différents additifs.

L’objectif est d’identifier l’origine physique du frottement de films minces hydrodynamiques sous cisaillement dans un palier, et en particulier de déterminer une éventuelle contribution rhéologique non-newtonienne.

Nous décrirons ici la nature chimique de ces huiles et présenterons leur comportement rhéologique en température.

### 3.1.1 Nature des huiles

#### 3.1.1.1 L’huile de base

L’huile de base du projet IMOTEP, est une huile de base commerciale du groupe III+. Elle se caractérise par une faible viscosité, un haut indice de viscosité et une bonne résistance à l’oxydation. Bien qu’onéreuses, les huiles de ce groupe sont particulièrement adaptées dans les applications nécessitant un lubrifiant de haute performance à faible viscosité.

Cette huile est obtenue par liquéfaction de gaz naturel via le procédé de Fischer-Tropsch permettant de synthétiser des hydrocarbures à partir de monoxyde de carbone  $CO$  et d’hydrogène  $H_2$ . Le liquide est ensuite fractionné et hydrocraqué. Ces transformations permettent d’obtenir une huile de base propre majoritairement iso-paraffinique avec un taux de composantes saturées (comportant seulement des liaisons hydrocarbures simples, non cycliques) de plus de 99 % en masse.

Ce lubrifiant présente une masse volumique de  $\rho_{Bo\ GrIII+} \simeq 826\ kg.m^{-3}$ , une viscosité dynamique, à  $24\ ^\circ C$  avec  $\dot{\gamma} = 1\ s^{-1}$ , de  $\eta_{Bo\ GrIII+} = 26.8 \pm 1\ mPa.s$  et avec un indice de viscosité de  $IV_{Bo\ GrIII+} \simeq 134$ .

Cette huile de base est dénommée **Bo GrIII+** et est utilisée comme solvant pour les différents additifs présentés par la suite.

#### 3.1.1.2 Modificateurs de viscosité

Utilisés pour améliorer l’indice de viscosité d’une huile, les modificateurs de viscosité permettent de réduire la friction en régime hydrodynamique [23]. Dans cette optique, deux modificateurs de viscosité sont étudiés.

### 3.1.1.2.1 Modificateur de viscosité : PMA

Le *poly(alkyl-méthacrylate)*, plus communément appelé *PMA*, est ici un copolymère en peigne constitué de deux blocs de chaînes : l'un avec des chaînes courtes  $C_1$ ,  $C_{12}$  et  $C_{18}$  constituant 63 % de la masse totale, et l'autre avec des chaînes longues composées de chaînes de polybutadiène hydrogéné. La figure 3.1a issue de [72] illustre la structure de ce monomère.

La masse molaire du polymère est de  $M_{w,PMA} = 617\,200\text{ g.mol}^{-1}$  (données fournies par TOTAL). Il est dilué dans l'huile de base *Bo GrIII+* avec une concentration élevée de 14.86 % $^m/m$  soit  $C_{PMA} = 36.6\text{ kg.m}^{-3}$ . Cette concentration élevée en polymère a été choisie pour analyser l'existence éventuelle d'effets non-Newtoniens.

Cette solution élémentaire est dénommée *PMA*.

### 3.1.1.2.2 Modificateur de viscosité : HSD

Le second modificateur de viscosité est également un copolymère *poly(styrène-diène hydrogéné)*, plus communément appelé *HSD*. Ce dernier se présente également dans une conformation en étoile allant de 5 à 6 branches. Ce copolymère est également formé de deux blocs : le bloc *diène*, constitué d'isopropène (64 % de la masse total), de butadiènes hydrogénés (14 % de la masse total), et le bloc *styrène*, cœur de ce polymère. La figure 3.1b illustre la structure de ce monomère.

La masse molaire du polymère est de  $M_{w,HSD} = 689\,600\text{ g.mol}^{-1}$ . Ce polymère est dilué dans l'huile de base *Bo GrIII+* avec une concentration élevée de 14.86 % $^m/m$  soit  $C_{HSD} = 7.31\text{ kg.m}^{-3}$ . Cette forte concentration en polymère est également choisie pour analyser l'existence éventuelle d'effets non-Newtoniens.

Cette solution élémentaire est dénommée *HSD*.

### 3.1.1.3 Huiles formulées

Des huiles formulées ont également été fournies par TOTAL, elles se composent de l'huile de base *Bo GRIII+*, des modificateurs de viscosité en concentration égale à 3 % $^m/m$  et de paquets d'additifs.

On dispose donc de deux huiles formulées, appelées *PMAf* et *HSDf* dans la suite du manuscrit.



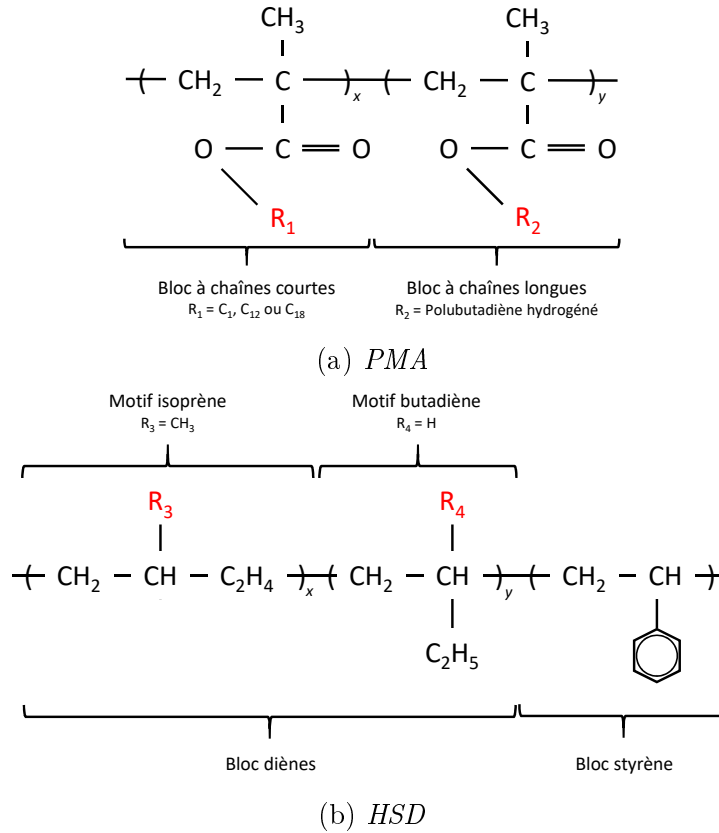


FIGURE 3.1 – Représentations des structures moléculaires des monomères constituant les modificateurs de viscosité utilisés, respectivement le *PMA* (a) et le *HSD* (b) [10][72]

### 3.1.2 Caractérisation rhéologique des lubrifiants

#### 3.1.2.1 Démarche expérimentale

Afin de déterminer la viscosité dynamique,  $\eta$ , des lubrifiants en fonction de la température, un rhéomètre *TA Instrument AR2000* en configuration cône-plan a été utilisé. Les essais ont été réalisés avec un cône de 60 mm de diamètre et un angle de 2°, à pression ambiante en faisant varier la température de 15 °C à 80 °C (température contrôlée et mesurée au niveau d'une cellule Peltier située sous la surface plane du rhéomètre). Le taux de cisaillement est fixé à  $\dot{\gamma} = 1 \text{ s}^{-1}$  afin de permettre une bonne précision de mesure compte tenu des faibles viscosités considérées. Cette valeur reste bien inférieure au taux de cisaillement caractéristique d'un essai sur le banc *OSIRIS*, égal à  $\dot{\gamma}_{OSIRIS} \simeq 7.34 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$  dans les conditions d'un essai de référence en considérant l'arbre centré dans les paliers.

L'évolution théorique de la viscosité dynamique  $\eta$  mesurée en fonction de la température  $T$  ici décrite avec la loi empirique de Vogel, communément utilisé pour les lubrifiants moteur, rappelée ci-dessous :

$$\eta(T) = a \exp\left(\frac{b}{T-c}\right) \quad (3.1)$$

Où  $a, b$  et  $c$  sont les constantes de Vogel à déterminer par ajustement aux données expérimentales à différentes température  $T$ .

### 3.1.2.2 Comportement rhéologique des lubrifiants

La figure 3.2 présente la décroissance des viscosités dynamiques  $\eta$  des différentes huiles utilisées en fonction de l'élévation de la température du fluide. Les valeurs de viscosité sont mesurées avec un rhéomètre cône-plan. La loi de Vogel, empirique, est ajustée, comme illustré pour l'huile de base *Bo GrIII+*.

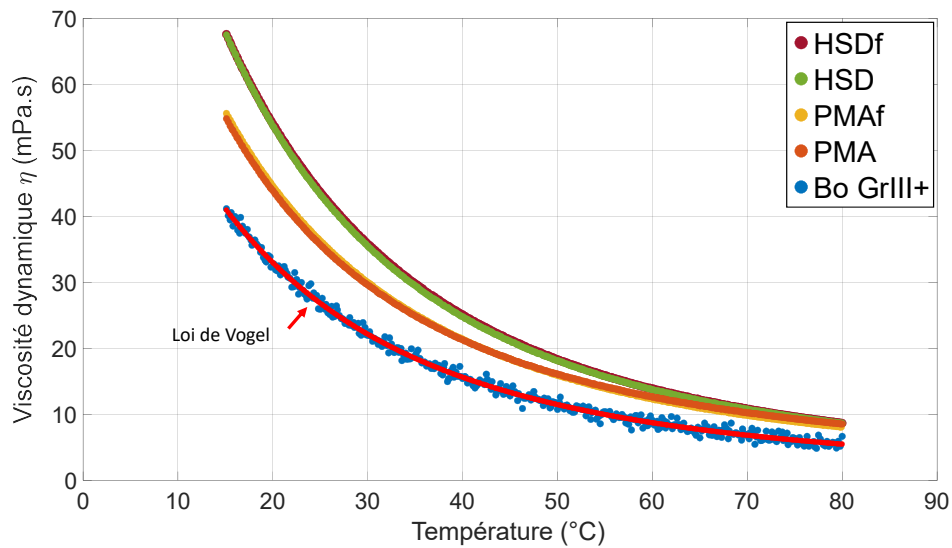


FIGURE 3.2 – Évolution de la viscosité dynamique  $\eta$  des huiles utilisées en fonction de la température

Le tableau 3.1 répertorie les valeurs de viscosité dynamique  $\eta$  à 25 °C et des constantes de Vogel déterminées pour chaque solution, décrivant l'évolution thermique de viscosité.

L'ajout des modificateurs de viscosité *PMA* et *HSD* induit une augmentation de la viscosité. La différence est encore accentuée à basse température (respectivement 35.7 *mPa.s* et 43.3 *mPa.s* à 25 °C pour 26.8 *mPa.s* pour l'huile de base *Bo GrIII+*). Le polymère *HSD* se caractérise par une viscosité supérieure à celle du *PMA* aux faibles températures (12.7 *mPa.s* supplémentaires à 15 °C) jusqu'à tendre vers une viscosité dynamique identique aux alentours de 60 °C.

Pour les huiles formulées, la baisse de la viscosité, due à la concentration en polymère plus faible, est compensée par l'ajout de paquets d'additifs. Ceci se traduit pas une évolution de la viscosité similaire à celle de la solution associée de polymère concentrée.

Huiles	Viscosité dynamique à 25 °C ( <i>mPa.s</i> )	Coefficients de Vogel		
		a (Pa.s)	b (K)	c (K)
<i>Bo GrIII+</i>	26.8	$8.21 \cdot 10^{-5}$	841	152.8
<i>PMA</i>	35.7	$5.14 \cdot 10^{-4}$	458	190.2
<i>PMAf</i>	36.3	$2.79 \cdot 10^{-4}$	598	175.3
<i>HSD</i>	43.3	$1.78 \cdot 10^{-4}$	728	165.6
<i>HSDf</i>	43.7	$1.41 \cdot 10^{-4}$	802	158.2

TABLE 3.1 – Tableau récapitulatif des valeurs caractéristiques de la loi de Vogel décrivant l'évolution de la viscosité en fonction de la température pour les différents lubrifiants testés

## 3.2 Comportement d'un film mince hydrodynamique sous cisaillement

Dans cette partie, nous nous proposons d'identifier les mécanismes de lubrification se produisant au sein des paliers en termes de formation de film et de frottement.

Cette analyse est réalisée sur un essai de référence avec l'huile de base *Bo GrIII+* avec un arbre lisse.

### 3.2.1 Formation et mesure de l'épaisseur du film hydrodynamique

La mesure de l'épaisseur du film lubrifiant au sein des zones actives des paliers ne peut être réalisée directement du fait du faible encombrement des paliers. Des capteurs capacitifs et ultrasoniques sont donc utilisés en parallèle afin de suivre la position de l'arbre et l'évolution du film lubrifiant au sein des paliers.

#### 3.2.1.1 Déformée de l'arbre et interpolation

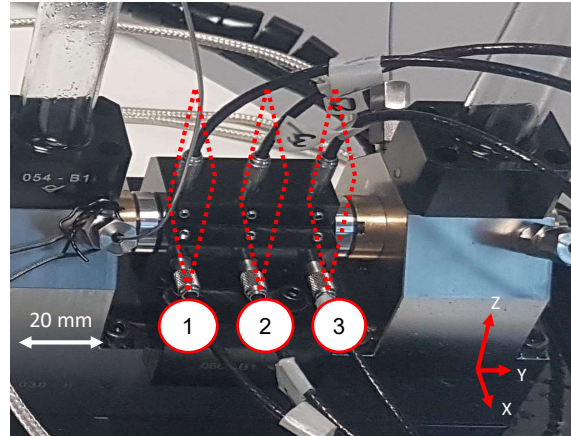
Comme présenté au chapitre 2, six capteurs capacitifs sont répartis par paires selon trois plans de mesure situés entre les paliers (figure 3.3a). En supposant les deux paliers parfaitement alignés, les capteurs sont positionnés, avec un angle de 90 °, de telle manière à ce que l'intersection de leur ligne de mesure soit coaxiale avec l'axe des paliers.

Mis en place à une distance connue de l'axe nominal des paliers (à l'aide d'une cale), les capteurs capacitifs permettent de remonter, dans chaque plan de mesure, à l'évolution de la position du centre de l'arbre dans le repère des paliers. La figure 3.3b illustre cela ainsi que les différentes notations des formules suivante).

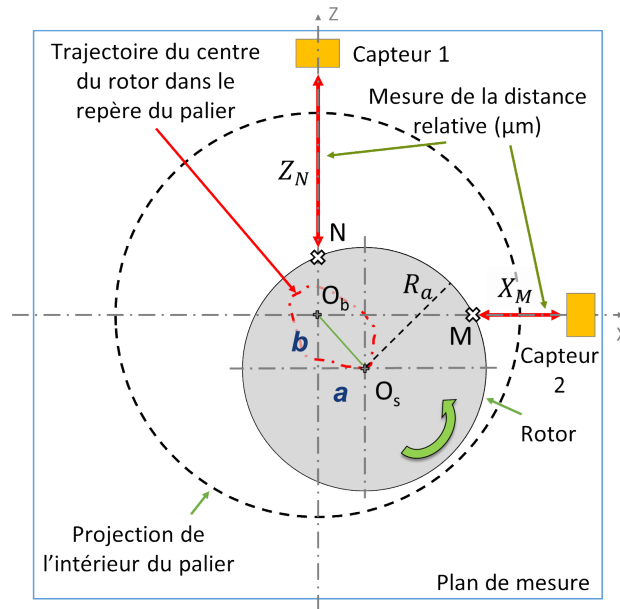
Les coordonnées des points M et N dans ce repère, peuvent être connues. La position du centre de l'arbre  $O_S(a, b)$ , en tout instant, est donc égale à :

$$a = \frac{X_M}{2} - \frac{Z_N}{2} \sqrt{\frac{4R_a^2 - X_M^2 - Z_N^2}{X_M^2 + Z_N^2}} \quad (3.2)$$

$$b = \frac{Z_N}{2} - \frac{X_M}{2} \sqrt{\frac{4R_a^2 - X_M^2 - Z_N^2}{X_M^2 + Z_N^2}} \quad (3.3)$$



(a) Positionnement des plans de mesure



(b) Schéma d'un plan de mesure

FIGURE 3.3 – Répartition par paires des capteurs capacitifs dans trois plans de mesures situés entre les paliers (a). Détermination des déplacements du centre de l'arbre, schématisés dans un plan de mesure (b)

Ces équations permettent de définir, moyennant une hypothèse de centrage, les orbites de déplacement du centre de l'arbre dans les plans de mesure au cours de l'essai.

La figure 3.4 présente les orbites du déplacement du centre de l'arbre mesuré dans les différents plans de mesure, au cours d'une rotation de l'arbre. Sur cette figure, le cercle en pointillé est une projection dans les plans de

mesure, de l'amplitude maximale que peut avoir le centre de l'arbre dans les paliers. Il s'agit ici d'un cercle de rayon de  $C_r = 5.38 \mu m$  (jeu radial mesuré uniquement avec le second palier pour ne pas risquer d'endommager le palier instrumenté, difficilement manipulable).

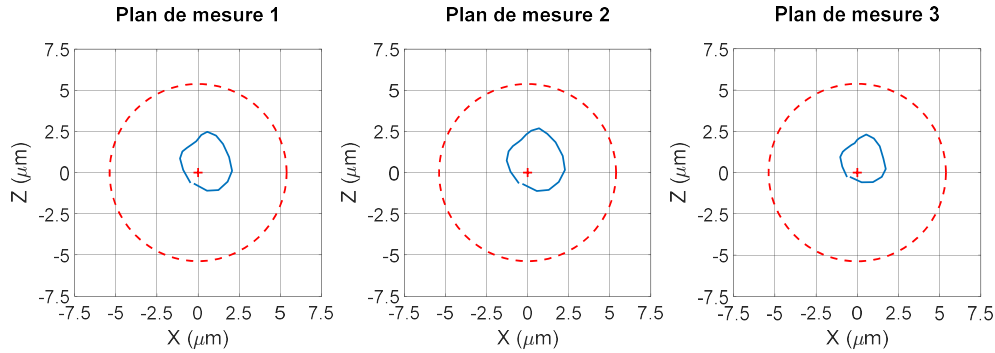


FIGURE 3.4 – Orbits mesurées à l'aide des capteurs capacitifs dans les 3 plans de mesure. Représentation des positions du centre de l'arbre sur une rotation prise en fin du régime stationnaire de vitesse

Les orbites obtenues présentent des formes propres liées aux couples paliers-arbres utilisés. Les différentes géométries, ainsi que d'éventuels problèmes de mésalignement peuvent bruyter les signaux temporels et engendrer ce type d'orbite.

Afin de s'affranchir de ces artefacts de mesure et pouvoir accéder à des orbites plus représentatives du mouvement dans les paliers, un filtrage fréquentiel est nécessaire.

La figure 3.5 décrit les différentes étapes du filtrage et de la reconstruction du signal. Seul le plan de mesure 2 est ici représenté.

Dans un premier temps, afin d'obtenir un bon filtrage des signaux, les orbites sont momentanément centrées dans le repère palier (voir figure 3.5a). Les signaux temporels en X et en Z, de la position du centre de l'arbre, sont donc utilisés. La figure 3.5b présente le signal temporel de la position du centre de l'arbre suivant l'axe Z sur 2 tours de l'arbre. Cette figure permet de voir que les signaux utilisés ont une forme quasi sinusoïdale et bruitée. L'objectif des prochaines étapes est donc d'identifier et de filtrer les composantes des signaux à l'origine de ces bruitages.

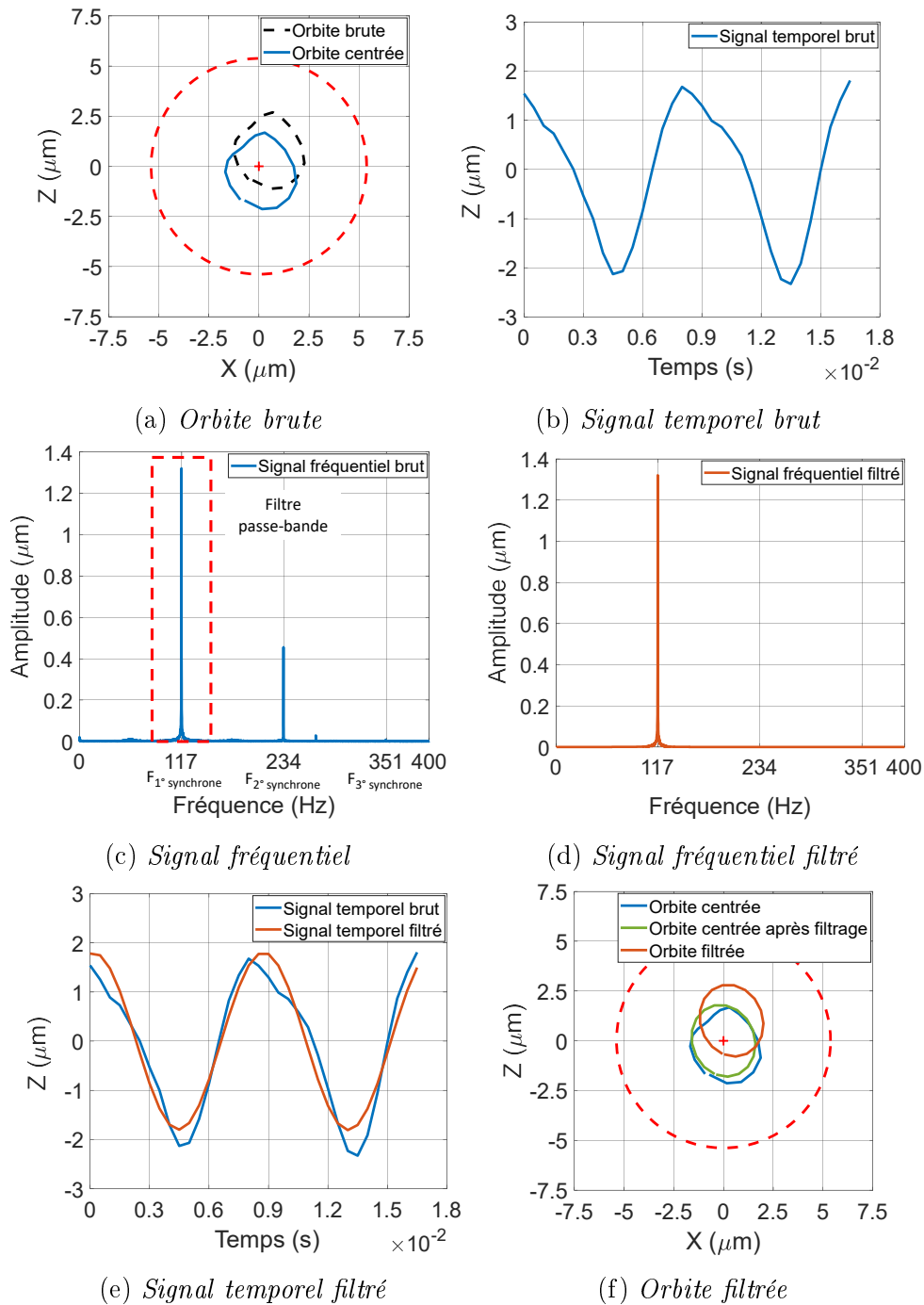


FIGURE 3.5 – Étapes du filtrage des orbites sur le régime stationnaire de vitesse, dans le plan de mesure 2. Les orbites brutes (a) se composent de signaux temporels (b) qui, tracés dans le domaine fréquentiel (c) permettent d’isoler la première synchrone (d). Le signal est alors reconstruit (e) afin de pouvoir déterminer l’orbite filtrée (f)

Le passage dans le domaine fréquentiel permet de mettre en évidence les différentes fréquences synchrones qui composent le signal (cf figure 3.5c). Celles-ci sont des multiples de la vitesse de rotation (en  $tr.s^{-1} \simeq Hz$ ). La première est représentative du déplacement du centre l'arbre sans artefact de mesure, elle correspond à la vitesse de rotation  $F_{1^{\circ}synchrone} = \frac{N}{60}$ . C'est donc cette fréquence qui sera conservée par la suite.

La seconde correspond aux différents défauts d'ovalisation des paliers et de mésalignement, quant à la troisième synchrone elle est représentative des défauts de rectitude du rotor [73][74].

Un filtrage passe bande est réalisé afin d'isoler la première synchrone (cf. figure 3.5d). Les signaux temporels filtrés sont alors reconstruits (figure 3.5e), ce qui permet de tracer les nouvelles orbites filtrées dans les plans de mesure (figure 3.5f). Pour finaliser cette exploitation, la nouvelle orbite filtrée est re-placée dans sa position initiale.

Les nouvelles orbites, dans les trois plans de mesure, obtenues après filtrage sont représentées sur la figure 3.6. Elles ont des amplitudes différentes en fonction du plan de mesure, traduisant la flexion de l'arbre.

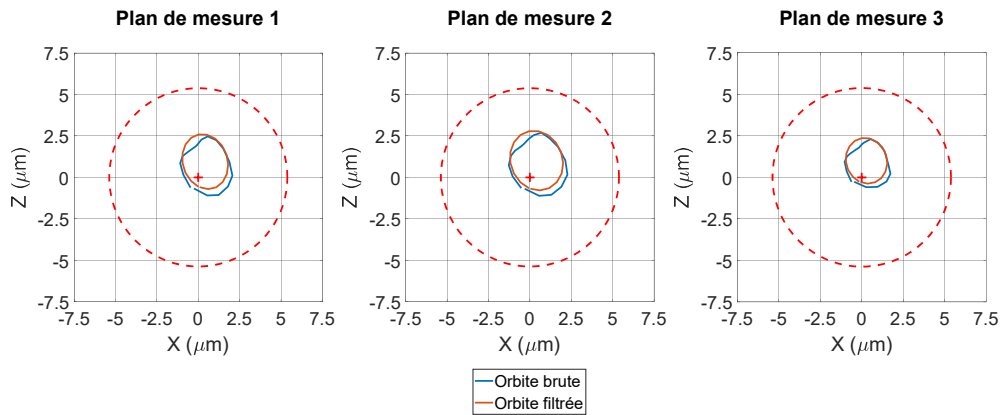


FIGURE 3.6 – *Comparaison des orbites filtrées avec celles directement mesurées par les capteurs capacitifs dans les 3 plans de mesure. Représentation des positions du centre de l'arbre sur une rotation de l'arbre prise à la fin du régime stationnaire de vitesse*

A l'aide d'une extrapolation polynomiale d'ordre 2 de la forme de l'arbre, il est possible de déterminer la position instantanée du centre du rotor sur toute la longueur de la ligne d'arbre, et donc dans les paliers. La figure 3.7 représente la reconstruction 3D de la déformation de la fibre neutre de l'arbre dans le même cas que précédemment.



Une différence d'amplitude est observable entre les deux paliers. Cela s'explique par la présence de l'accouplement qui limite l'amplitude du mouvement de l'arbre au niveau du premier palier. A contrario, au niveau du second palier, l'arbre est libre et peut donc avoir des déplacements de plus grande amplitude.

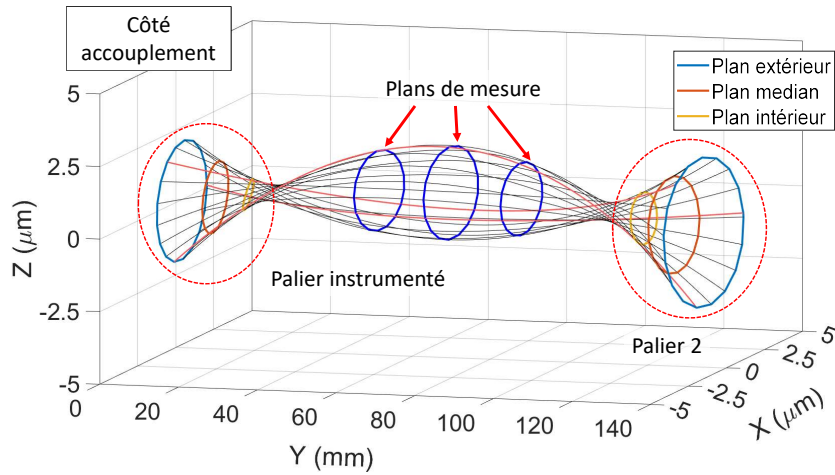
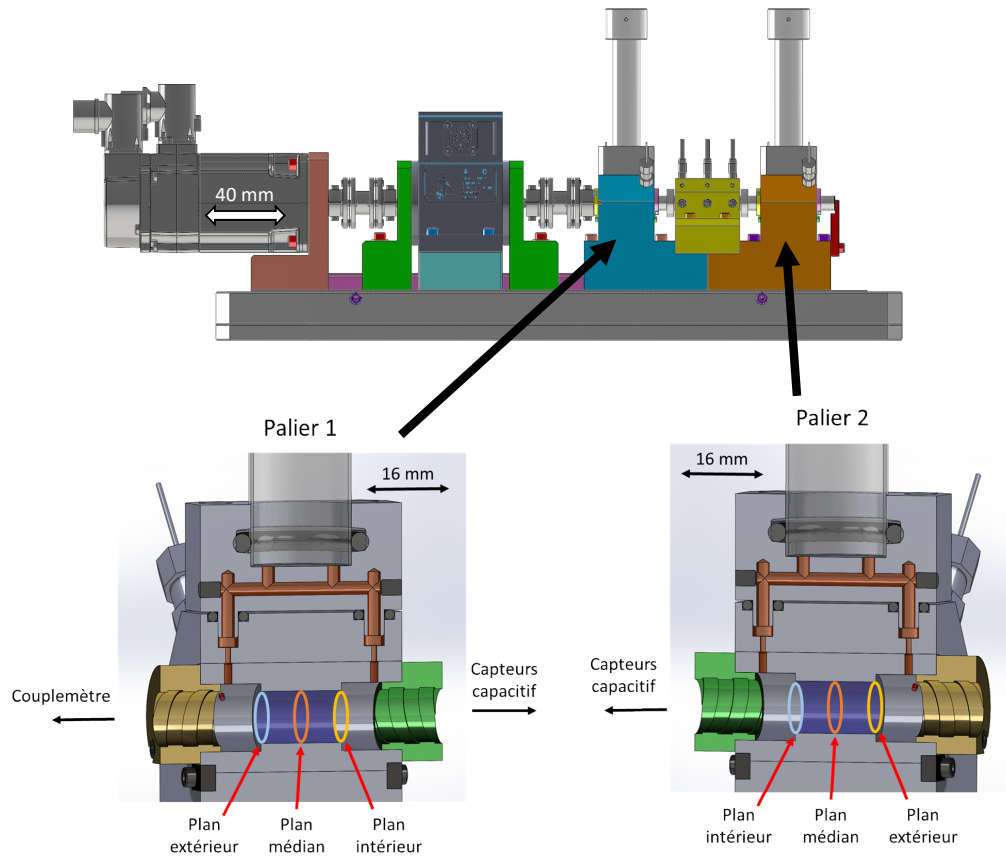


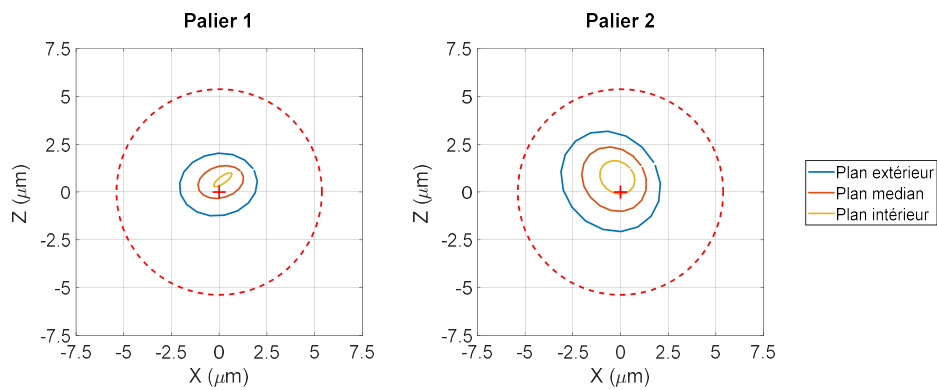
FIGURE 3.7 – *Orbite 3D extrapolée à partir des positions du centre de l'arbre dans les plans de mesures (positions filtrées). Représentation des 3 plans de mesures (plans médians) ainsi que des orbites dans les paliers (à chaque extrémité et au centre)*

Ce choix de l'interpolation polynomiale, critiquable car basé sur 3 plans de mesure, permet malgré tout de fournir une information qualitative quant aux déplacements de l'arbre dans les paliers.

La figure 3.8 représente les orbites extrapolées dans les deux paliers selon 3 plans d'intérêts explicités sur la figure 3.8a.



(a) Plans d'intérêt des paliers



(b) Evolution du centre de l'arbre dans les paliers

FIGURE 3.8 – Représentation des orbites extrapolées du déplacement du centre de l'arbre dans les paliers selon 3 plans d'intérêt, explicités en (a), sur une rotation de l'arbre en fin du régime stationnaire de vitesse (b)

### 3.2.1.2 Épaisseur du film lubrifiant

Pour suivre de l'évolution des orbites au cours de l'essai et alléger les calculs, les différentes phases d'intérêt sont discrétisées.

Le régime stationnaire de vitesse est discrétisé en 60 intervalles de 10  $s$  chacun afin d'avoir une bonne précision.

Quant aux phases transitoires de vitesse (accélération et décélération), la discrétisation se fait tout les 1000  $tr.min^{-1}$  (temps de discrétisation variable en fonction de la valeur de l'accélération).

La méthode de filtrage fréquentiel est alors appliquée sur l'ensemble des points d'intérêts pour déterminer (sur un tour d'arbre) les orbites dans les paliers. La figure 3.9 présente l'évolution des orbites filtrées et extrapolées au cours de l'essai dans le premier palier selon 3 plans distincts présents sur la figure 3.8a, à savoir les deux extrémités du palier et le plan médian.

Ce suivi permet de décrire le déplacement de l'arbre dans le palier au cours de l'essai. Lors de la mise en mouvement, avec l'augmentation de la vitesse, l'arbre, initialement situé au fond du palier, va progressivement s'en décoller (voir figure 3.9a). Cela s'accompagne d'une légère réduction de l'amplitude des orbites.

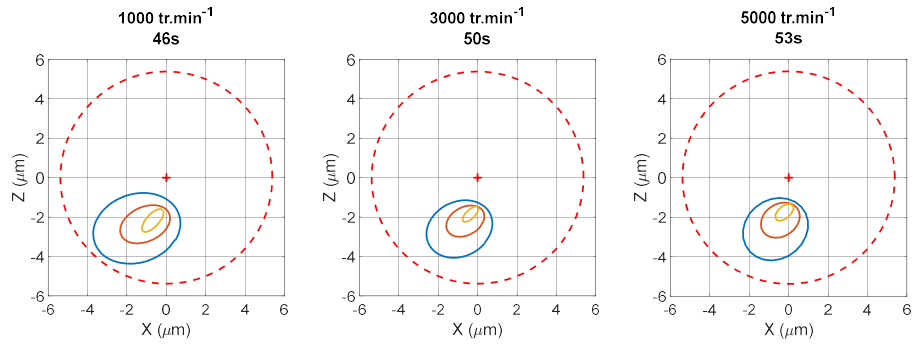
Une fois la vitesse consigne atteinte (voir figure 3.9b), l'arbre est rapidement centré dans les paliers (aux alentours de 172  $s$ ). Puis, les orbites se décentrent légèrement pour ensuite conserver leur position et leur amplitude tout au long du plateau de vitesse.

La décélération quant à elle (figure 3.9c), a peu d'influence sur la position de l'arbre qui reste quasi identique à celle atteinte en fin de régime stationnaire de vitesse. L'amplitude des orbites semble néanmoins augmenter légèrement lorsque la vitesse diminue.

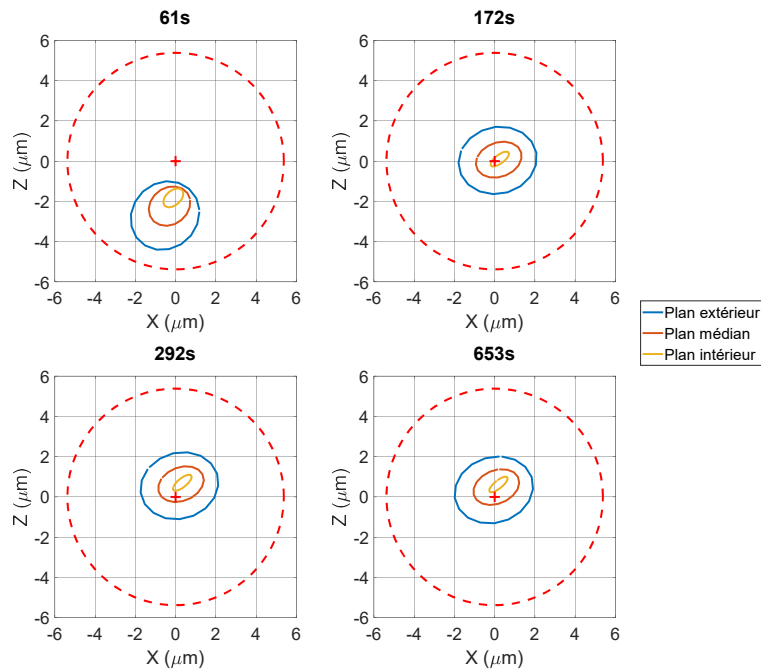
Les excentricités sont déduites de la position de l'arbre, permettant ainsi de déterminer les épaisseurs du film lubrifiant au sein du palier à un instant donné. Cette épaisseur est donnée par l'équation 1.11 rappelé ci-dessous :

$$h = C_r(1 + \varepsilon \cos\Theta) \quad (3.4)$$

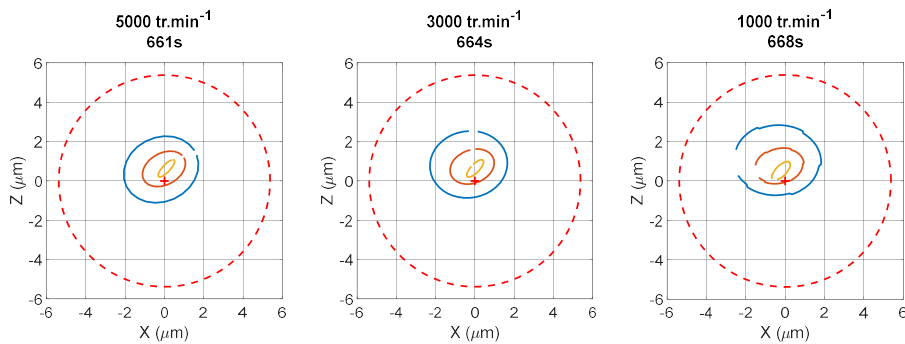
où  $h$  est l'épaisseur du film pour un angle  $\Theta$ ,  $\varepsilon$  étant l'excentricité relative ( $\varepsilon/C_r$ ). Les notations sont explicitées sur la figure 3.10, avec  $R$  et  $R_a$  les rayons respectifs du palier et de l'arbre, et  $O_p$  et  $O_a$  leur centre,  $\alpha$  étant la position angulaire du centre de l'arbre par rapport à l'horizontal (l'axe X).



(a) Phase d'accélération



(b) Régime de vitesse établi



(c) Phase de décélération

FIGURE 3.9 – Évolution des orbites de déplacement du centre de l'arbre dans le palier 1 suivant les différentes phases de l'essai de référence. Phase d'accélération (a), régime stationnaire de vitesse (b) et phase de décélération (c)

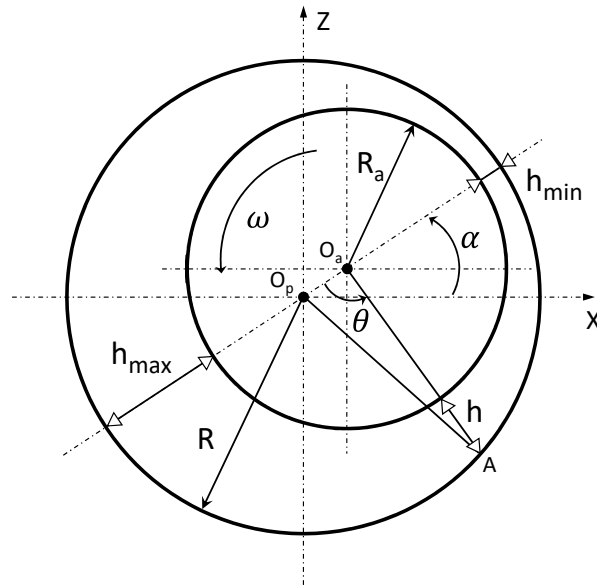
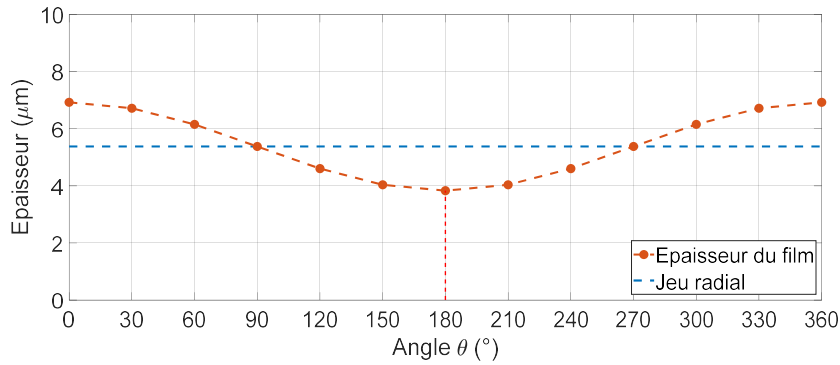


FIGURE 3.10 – Schéma de la géométrie d'un palier avec arbre excentré et notations associées (plan médian)

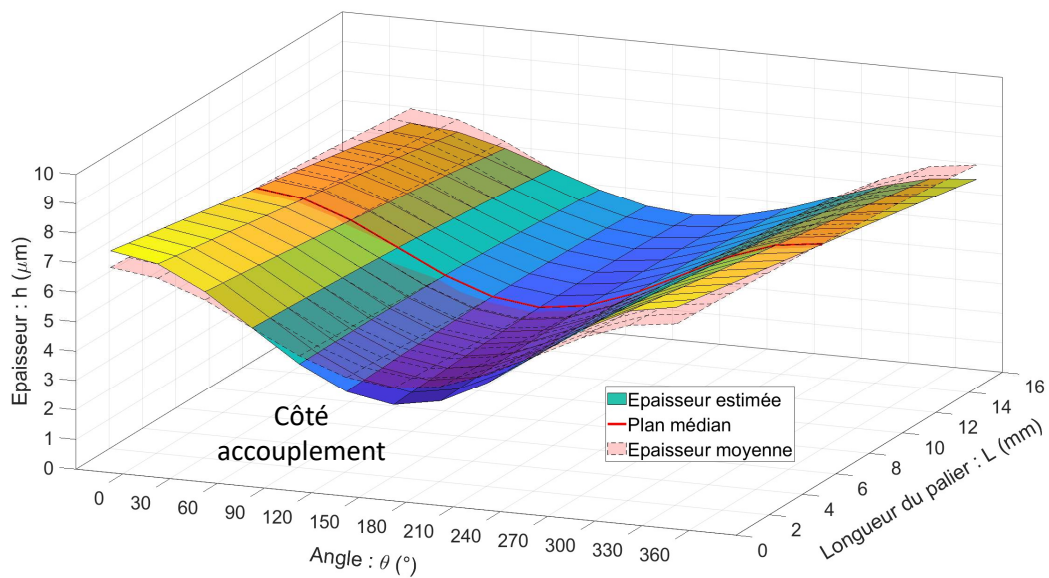
La figure 3.11a représente l'épaisseur du film lubrifiant dans le palier en fin de régime stationnaire de vitesse (à 653 s). Les épaisseurs sont calculées dans le plan médian du palier 1 à l'instant où l'arbre atteint son maximum d'excentricité sur le tour étudié, correspondant à une excentricité de  $1.55 \mu m$  pour une position angulaire de  $\alpha = 52^\circ$ .

La répartition du lubrifiant est donc uniforme dans le palier. L'excentricité étant ici assez faible, l'épaisseur du film lubrifiant reste assez proche du jeu radial. Le minimum d'épaisseur est atteint pour un angle de  $180^\circ$  avec pour valeur  $3.83 \mu m$ .

Avec cette démarche nous nous plaçons dans des conditions moyennes (approximation faite car nous nous intéressons au frottement global dissipé dans les paliers). La figure 3.11b représente l'épaisseur du film fluide calculé en considérant la déformation de l'arbre ainsi que l'épaisseur moyenne du film dans le palier (tracé en transparence). Cette figure nous permet d'estimer que la position du plan médian considéré (géométriquement) est décalée axialement de  $2 nm$  par rapport à la position réelle du plan dans lequel l'épaisseur du film est égale à l'épaisseur moyenne dans le palier (cette information ne sert qu'à titre indicatif car nous ne disposons pas d'une telle précision de mesure, mais elle permet de valider notre plan d'étude). Ce décalage n'impacte pas réellement les valeurs et dans un souci de reproductibilité de l'analyse des données, ce plan sera conservé comme référence et servira à représenter l'épaisseur moyenne dans l'ensemble du palier.



(a) Épaisseur du film lubrifiant dans le plan médian du palier 1



(b) Épaisseur du film lubrifiant sur l'ensemble du palier 1

FIGURE 3.11 – Détermination de l'épaisseur de film lubrifiant sur la circonférence du palier 1 à 653 s, en fin de régime stationnaire de vitesse dans le plan médian (a), puis sur toute la longueur du palier (b). La position étudiée est celle où l'arbre présente la plus grande excentricité dans le plan médian du palier sur la rotation étudiée (soit  $1.55 \mu\text{m}$  pour une position angulaire de  $\alpha = 52^\circ$ ).

Dans cette optique, la figure 3.12 illustre l'évolution de l'excentricité et de l'épaisseur du film lubrifiant au sein du palier 1 (dans le plan médian) tout au long de l'essai. Ici sont représentées les excentricités maximales et moyenne pour chaque instant étudié, ainsi que l'épaisseur minimale. Dans les premiers instants, l'excentricité diminue traduisant le décollement de l'arbre. Ensuite, lors de l'accélération, l'excentricité reste globalement constante. Avec l'établissement du régime stationnaire de vitesse, l'excentricité chute de nouveau autour de 150 s pour atteindre un minimum qui est représentatif du

centrage des orbites dans les paliers, avant de se stabiliser. Pendant la phase de décélération, l'excentricité suit une légère hausse correspondant à l'augmentation des amplitudes des orbites observées sur la figure 3.9c.

Par analogie, la tendance inverse est observée pour l'épaisseur minimale du film lubrifiant qui est directement liée à l'excentricité maximale. Sur ce graphique est représenté en pointillé rouge, l'instant sélectionné précédemment pour la détermination de l'épaisseur du film lubrifiant.

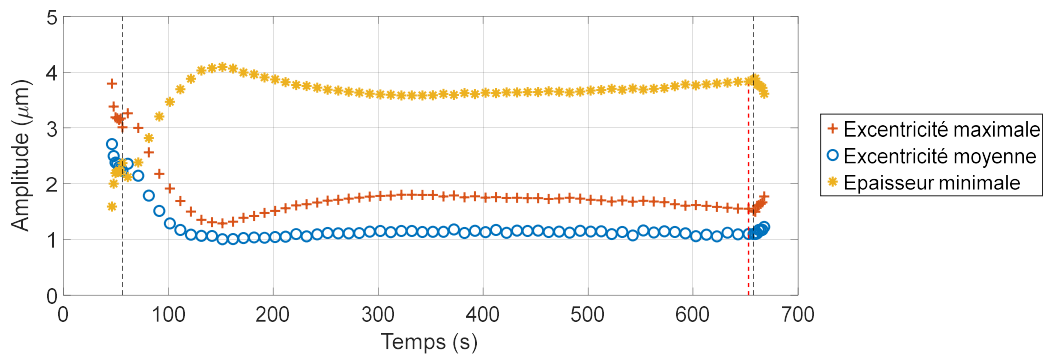


FIGURE 3.12 – Évolutions temporelles des excentricités maximale et moyenne, ainsi que des épaisseurs minimales de film lubrifiant calculées pour chaque tour d'arbre étudié au sein du palier 1

Cette première analyse basée sur la détermination de la position et de la déformée de l'arbre, ne tient pas compte de la présence probable de cavitation dans les paliers.

### 3.2.2 Existence et caractérisation de la zone de cavitation

#### 3.2.2.1 Estimation de la zone de rupture de film

Afin d'affiner notre connaissance du film lubrifiant et de sa répartition, les capteurs ultrasons implémentés dans le premier palier sont utilisés. Ces derniers ont pour vocation initiale de mesurer directement l'épaisseur du film lubrifiant de façon non intrusive.

Dans le cas des essais réalisés, en raison de problème de paramétrage des capteurs, les épaisseurs n'ont pas pu être déterminées de manière précise. Néanmoins, ces signaux permettent également de détecter la présence de cavitation dans le palier.

L'estimation de la zone de rupture de film peut être réalisée avec une incertitude  $\pm 30^\circ$  en raison de la disposition des capteurs (voir chapitre 2). En pratique, 4 des 12 capteurs ont été rendus inutilisables de manière permanente ou temporaire en raison d'endommagement lors de leur installation (capteurs 7 et 9 sur la figure 2.5) ou à cause de la qualité des connections au niveau du palier (capteurs 4 et 8). 9 capteurs sont donc utilisés pour estimer la zone de cavitation.

Les capteurs travaillant de manière déphasée, il n'est pas possible d'obtenir une estimation des épaisseurs à un instant donné. De plus, la position de l'arbre évoluant au cours de sa rotation dans le palier (voir 3.2.1.2), il est difficile d'avoir une reconstitution instantanée de l'ensemble du film lubrifiant à partir de ces capteurs ultrasonores, même en considérant un très grand nombre de rotation.

Les orbites étant elles globalement constantes pendant le régime stationnaire de vitesse, les variations des valeurs moyennes d'épaisseurs obtenues avec les capteurs ultrasons sont utilisées pour estimer la présence de la cavitation.

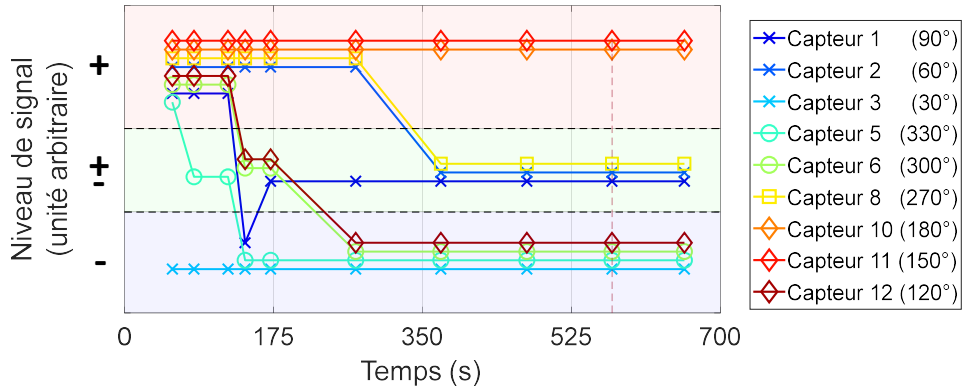
Des niveaux de signaux sont donc estimés pour chaque capteur en fonction des instants étudiés. La figure 3.13a présente l'évolution de ces niveaux de signaux selon une échelle arbitraire, au cours du régime stationnaire de vitesse. Les différences de niveaux traduisent une différence relative d'épaisseur.

Ces différentes grandeurs sont alors reportées sur la circonférence du palier (figure 3.13b) afin d'avoir une première représentation de la répartition du fluide au cours du régime stationnaire de vitesse (soit pour un temps de 572 s).

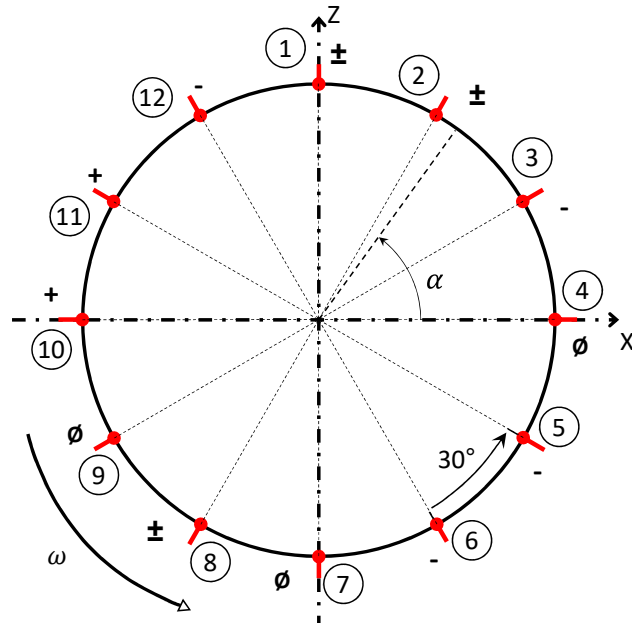
La position de l'arbre doit par la suite être fixée afin d'estimer la position de la zone de rupture du film fluide.

Pour ce faire, les orbites (présentées dans le paragraphe 3.2.1) sont utilisées afin de positionner au mieux le centre de l'arbre dans le palier. Dans ce cas, l'arbre est considéré comme étant dans la position où son excentricité est maximale sur le tour étudié. Connaissant le sens de rotation, la zone de rupture du film lubrifiant peut alors être estimée et localisée, dans la partie divergente du contact.





(a) Niveaux de signaux estimés à l'aide des mesures d'ultrasons



(b) Estimation des niveaux relatifs d'épaisseurs sur la circonférence du premier palier

FIGURE 3.13 – Estimation des niveaux de signaux en fonction du temps, obtenus à l'aide des capteurs ultrasons (a), grandeurs reportées sur la circonférence du palier à 572s afin d'avoir une première estimation de la localisation de la zone de rupture du film lubrifiant (b)

Le schéma de la figure 3.14 représente la zone de la cavitation caractérisée à l'aide des mesures par ultrasons en fin de régime stationnaire de vitesse. Comme sur la figure 3.11, l'arbre est positionné dans sa position d'excentricité maximale sur une rotation, correspondant à un angle  $\alpha$  de  $52^\circ$ . L'amplitude angulaire de la zone de rupture du film fluide est ici estimée à  $\Theta_{cavitation} = 66^\circ \pm 30^\circ$ .

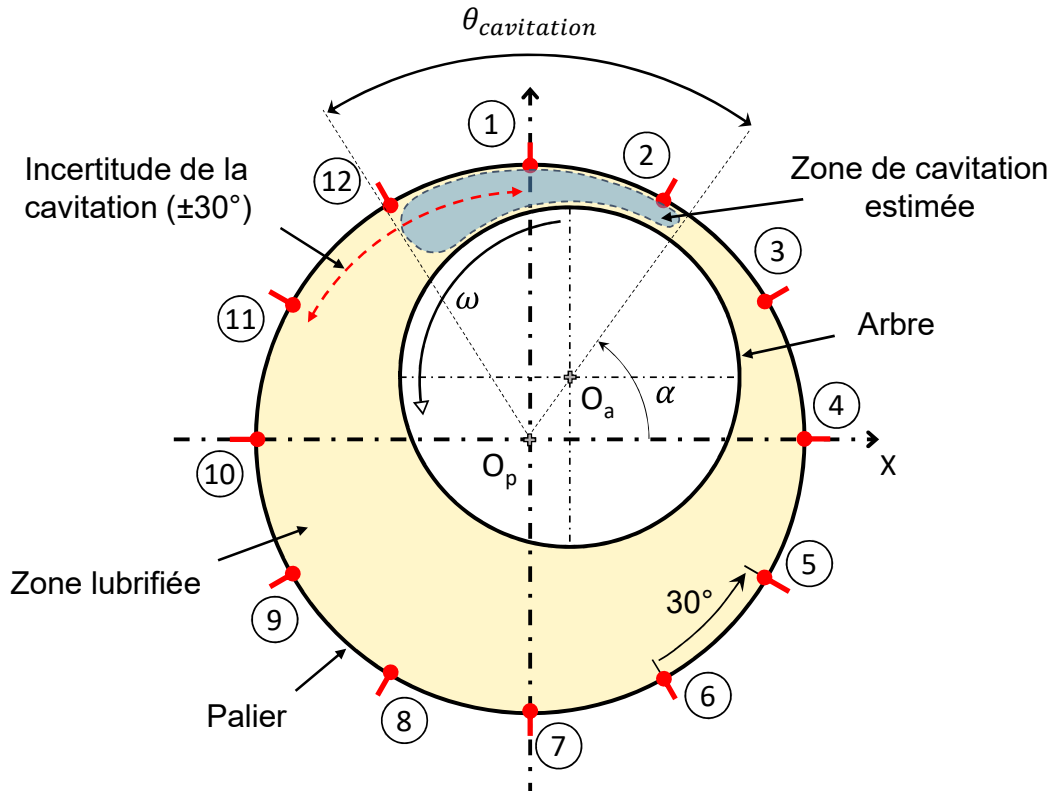


FIGURE 3.14 – Estimation de la zone de cavitation à l'aide des mesures ultrasons en fin de régime stationnaire de vitesse dans le palier 1 (grandeurs non à l'échelle)

Les régimes transitoires de vitesse demeurent malgré tout problématiques. Nous avons montré au chapitre 2, que les valeurs de couple et de température obtenues lors de la phase d'accélération d'un essai de référence étaient similaires à celles obtenues avec des essais à des vitesses consigne plus faible (avec une accélération identique).

Des essais à  $1.57 \text{ m.s}^{-1}$  et  $2.62 \text{ m.s}^{-1}$  sont donc utilisés pour estimer la zone de rupture de film fluide. Pour une meilleure précision, la cavitation y est estimée en fin d'accélération lorsque la vitesse de consigne est atteinte.

De la même manière, pour la décélération, les longueurs de zone de cavitation sont considérées égales à celles obtenues en fin de régime stationnaire de ces mêmes essais.

Cette démarche permet donc d'avoir un suivi approché de la zone de rupture du film fluide au cours de l'essai. La figure 3.15 représente l'évolution temporelle de l'angle de cavitation pendant la durée de l'essai.

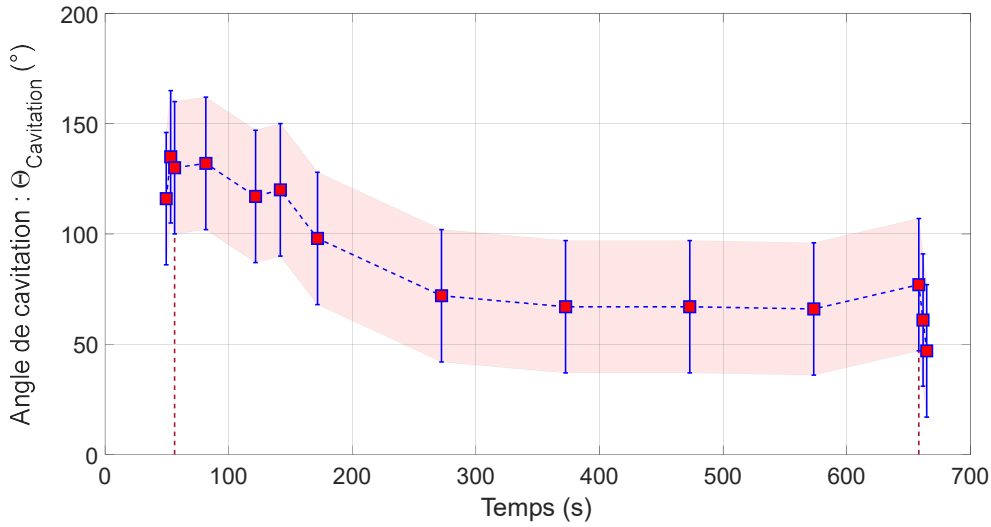


FIGURE 3.15 – Évolution de l'angle de cavitation estimée avec les mesures d'épaisseur de film dans le palier 1

L'extension de la zone de cavitation semble augmenter durant la phase d'accélération, puis diminue progressivement au cours de la phase de régime stationnaire de vitesse pour se stabiliser autour de 300 s. Lors de la phase de décélération, la taille de la zone de cavitation diminue.

Ces premières observations permettent d'avoir une tendance de l'évolution de la zone de rupture de film.

### 3.2.2.2 Détermination numérique de l'angle de cavitation

Afin de valider cette caractérisation de la zone de rupture de film, le code numérique "PARTIAL" est utilisé [14]. Ce programme permet, dans le cas d'un palier fini en régime stationnaire, de calculer la force de frottement en fonction de différents paramètres de fonctionnement. Les données d'entrée du modèle numérique (reportées pour la plupart sur la figure 3.16) sont soit connues, comme le rapport géométrique  $L/D$ , soit directement issues des mesures du banc d'essai (pour l'étude menée ici, seules les données provenant du premier palier sont considérées). A savoir : le jeu radial  $C_r$ , le facteur de mésalignement  $t$ , l'excentricité relative  $\varepsilon$ , la température du lubrifiant  $T$  ainsi que la portion angulaire lubrifiée dans le palier  $\Theta_{palier}$  (avec  $\theta_{palier} = 360 - \theta_{cavitation}$ ). Aucune donnée d'entrée de ce modèle numérique n'est donc ajustable.

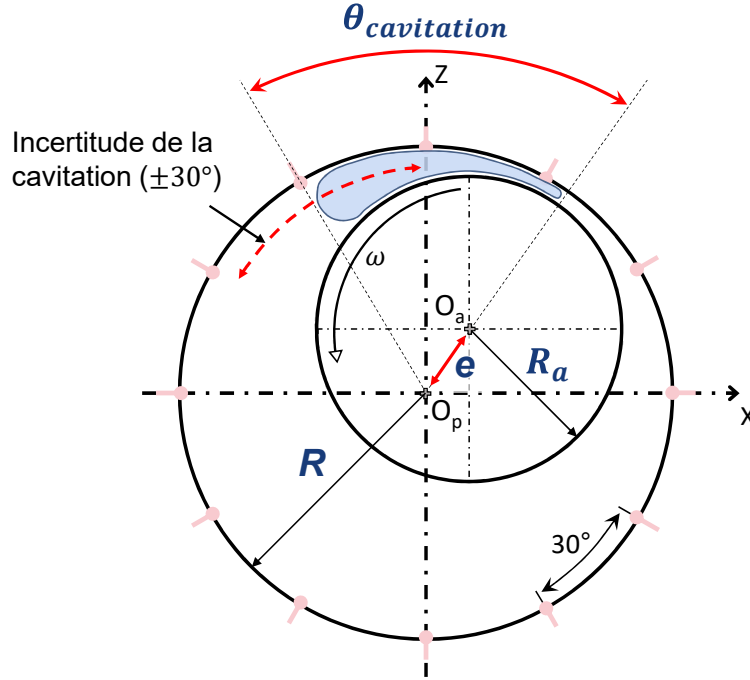


FIGURE 3.16 – Illustration des paramètres d'entrée du modèle numérique utilisé dans le plan médian du palier (grandeurs non à l'échelle)

Il est alors possible de retrouver le couple numérique selon l'équation 3.5 pour 2 paliers.

$$C = F^* \left( \frac{R_a^3 \pi L \eta N}{15 C_r} \right) \quad (3.5)$$

$F^*$  étant la force de frottement adimensionné déterminé via la force de frottement  $F$ , calculé comme suit :

$$\begin{aligned} F &= \int_0^L \int_0^{2\pi R_a} \tau dx dz = R_a L \int_0^1 \int_0^{2\pi} \tau dx^* dz^* \\ &= \frac{R_a L \eta U}{C_r} \int_0^1 \int_0^{2\pi} \left( \frac{1}{h^*} + 3h^* \frac{dp^*}{dx^*} \right) dx^* dz^* \end{aligned} \quad (3.6)$$

La contrainte de cisaillement adimensionné  $\tau^*$  peut alors s'exprimer comme suit :

$$\tau^* = \frac{1}{h^*} + 3h^* \frac{dp^*}{dx^*} \quad (3.7)$$

Donnant :

$$F^* = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \tau^* dx^* dz^* \quad (3.8)$$

avec  $h = h^*C_r$ ,  $x = x^*R_a$ ,  $z = z^*L$  et  $p = p^*(6U\eta R_a)/C_r^2$ .

Outre le calcul d'un couple numérique, ce calcul permet donc par une méthode inverse de valider l'estimation de l'extension de la zone de rupture de film. L'angle de cavitation  $\Theta_{cavitation}$  étant une donnée d'entrée du système, il peut être retrouvé en fixant le couple numérique égal au couple expérimental, permettant ainsi de remonter à la portion angulaire lubrifiée du palier nécessaire pour générer ce couple.

Les premières validations théoriques de calcul de couple, réalisées au Chapitre 2, laissent supposer que le frottement mesuré est généré par le cisaillement d'un film mince visqueux, ici d'huile de base *Bo GrIII+*, en régime hydrodynamique.

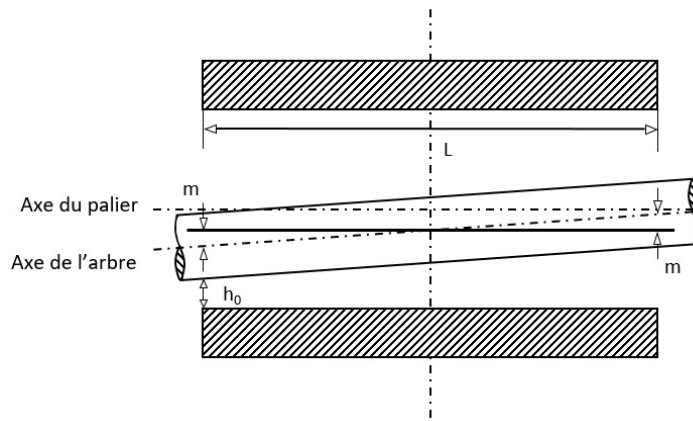
On considère la température du réservoir représentative de la température au sein du palier au cours du temps. Le lubrifiant est newtonien et sa viscosité varie en température selon la loi  $\eta(T)$  déterminée expérimentalement. L'excentricité relative est mesurée et connue (on prendra ici l'excentricité moyenne) et le facteur de mésalignement  $t$  se calcule comme suit :

$$t = \frac{m}{C_r} \quad (3.9)$$

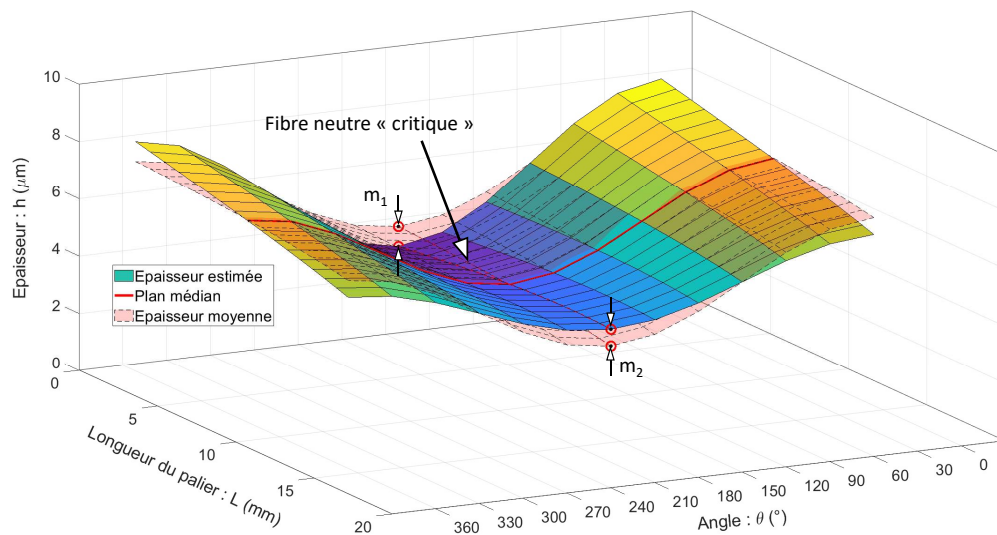
$m$  étant la distance entre l'axe de l'arbre et sa position moyenne parallèle à l'axe du palier en supposant le rotor parfaitement aligné avec les paliers (illustré sur la figure 3.17a).

Ici le mésalignement est déterminé à l'aide des épaisseurs calculées avec l'équation 3.4. Les valeurs d'épaisseurs de la fibre neutre (dit ici "critique") passant par le point de minimum d'épaisseur sur le plan médian du palier (correspondant à la position d'excentricité maximal avec un  $\Theta = 180^\circ$ ), sont comparées avec la moyenne d'épaisseur, sur cette même fibre neutre. Les points utilisés sont représentés sur la figure 3.17b.

Dans le cas étudié, en plus d'un défaut d'alignement, l'arbre présente une certaine courbure. La moyenne des défauts de mésalignement sera donc considérée comme représentative du défaut réel d'alignement dans le palier.



(a) Schéma du défaut d'alignement dans un palier hydrodynamique



(b) Estimation du défaut de mésalignement pour le maximum d'excentricité dans le plan médian du palier 1

FIGURE 3.17 – Défaut de mésalignement dans un palier hydrodynamique (a) estimé en fin de régime stationnaire de vitesse au niveau de la fibre neutre critique de l'arbre, cas du palier 1 (b)

Comme énoncé plus haut, ce code numérique est prévu pour modéliser un frottement dans un palier hydrodynamique en régime stationnaire de vitesse. Les angles de cavitation trouvés précédemment en utilisant le début des régimes stationnaire de vitesse pour des essais à vitesse plus faibles seront donc utilisés ici aussi pour modéliser le fonctionnement du palier lors de la phase d'accélération, et par analogie, sur la phase de décélération en prenant la fin du régime stationnaire de vitesse de ces mêmes essais.

Il est alors possible d'extraire, les angles de cavitation théoriques et de les comparer aux angles estimés, comme représenté sur la figure 3.18. Les angles trouvés sont en adéquation avec les estimations faites à l'aide des mesures ultra-sonores d'épaisseurs du film lubrifiant, validant ainsi nos hypothèses.

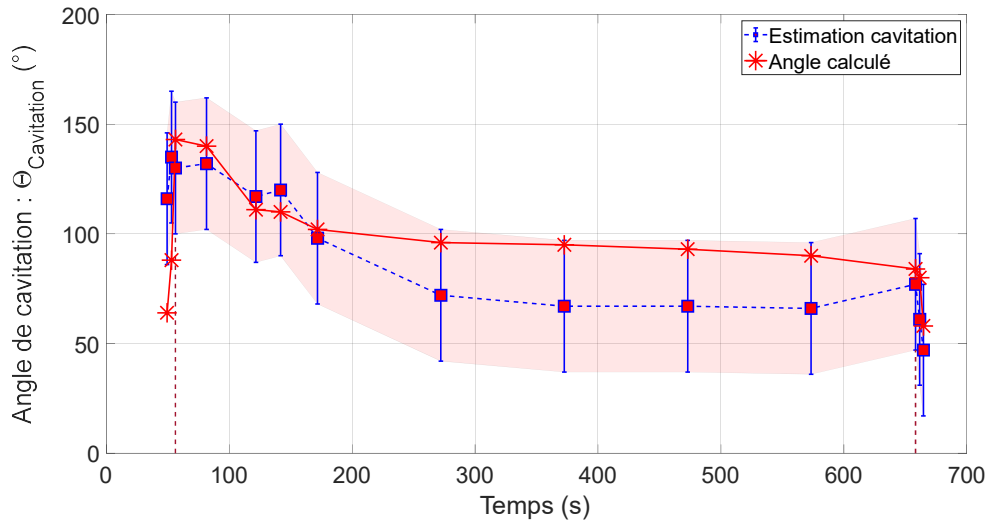


FIGURE 3.18 – Évolution de la portion angulaire calculée de la zone de rupture de film fluide dans le palier 1

Les régimes transitoires étant difficiles à modéliser (hypothèses de régime stationnaire de vitesse et de position dans le modèle numérique utilisé), ces phases transitoires ne seront pas étudiées dans la suite du manuscrit. L'étude se concentrera donc sur les régimes stationnaires de vitesse.

Un suivi de la position de la zone de cavitation est alors réalisé, comme représenté sur la figure 3.19, pour des différentes phases de l'essai. Les zones de rupture de film sont représentées avec les valeurs calculées avec le modèle numérique. Les angles de cavitations estimés précédemment y sont également reportés.

L'incertitude restante quant à la détermination par le calcul numérique de l'angle de cavitation concerne la température du fluide qui est considéré comme uniforme dans tout le palier et égale à celle mesurée dans les réservoirs. Cette température impacte directement l'angle théorique trouvé.

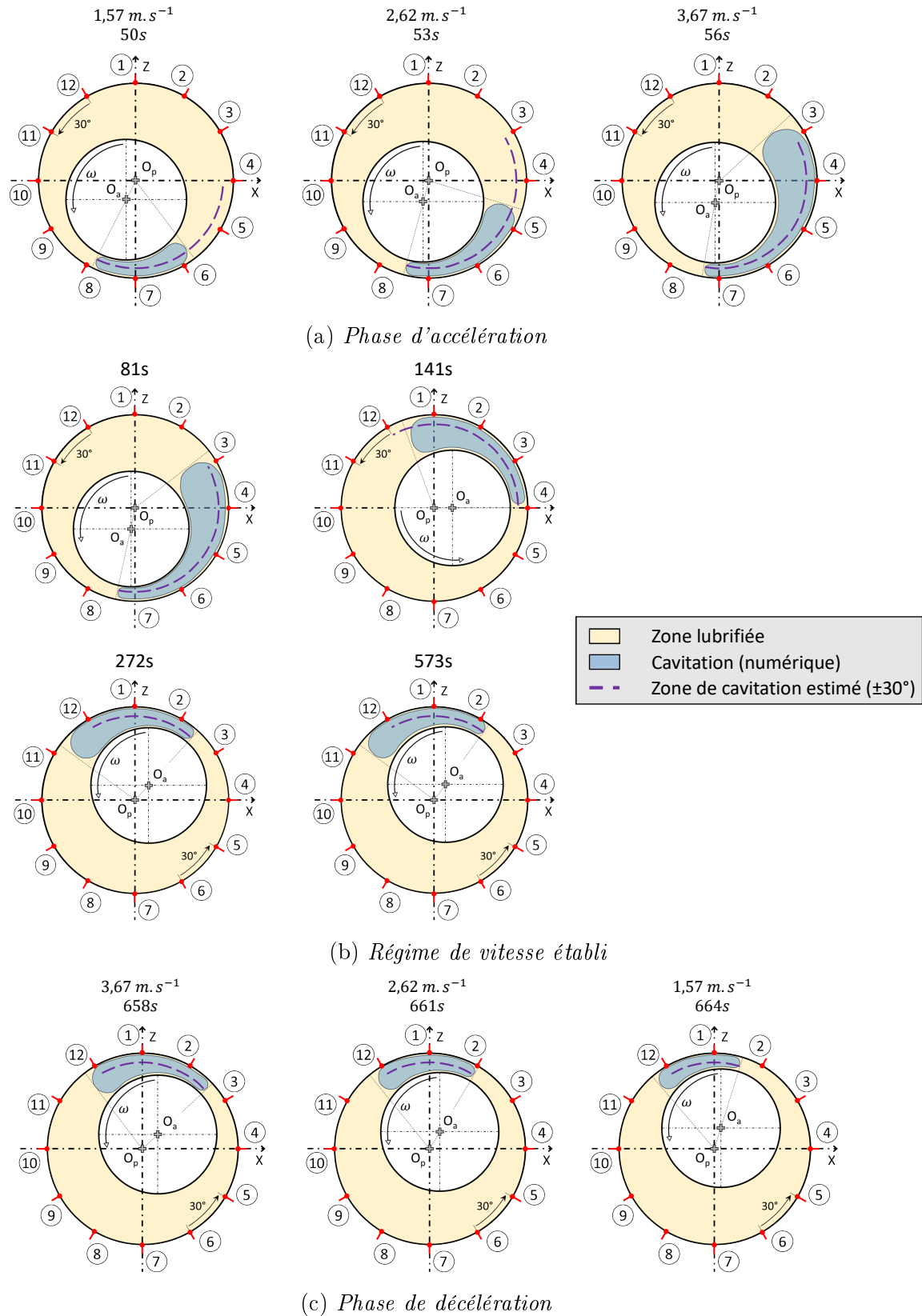
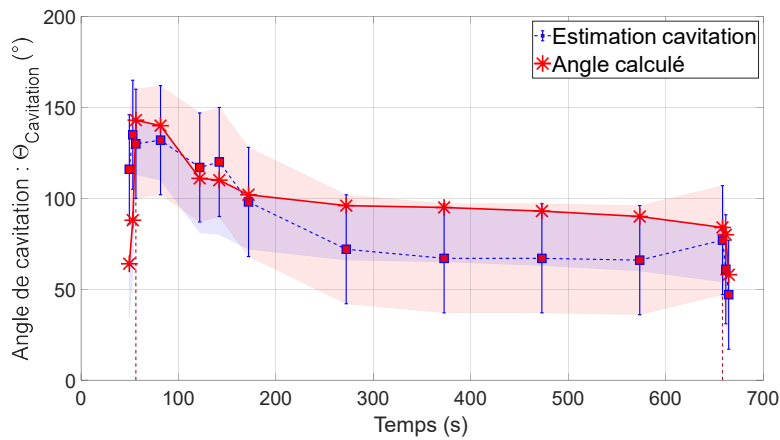


FIGURE 3.19 – Suivi de position de la zone de rupture du film lubrifiant dans le palier 1 en fonction des différentes phases de l'essai de référence. Phase d'accélération (a), régime stationnaire de vitesse (b) et phase de décélération (c). Les zones de cavitation sont estimées avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$

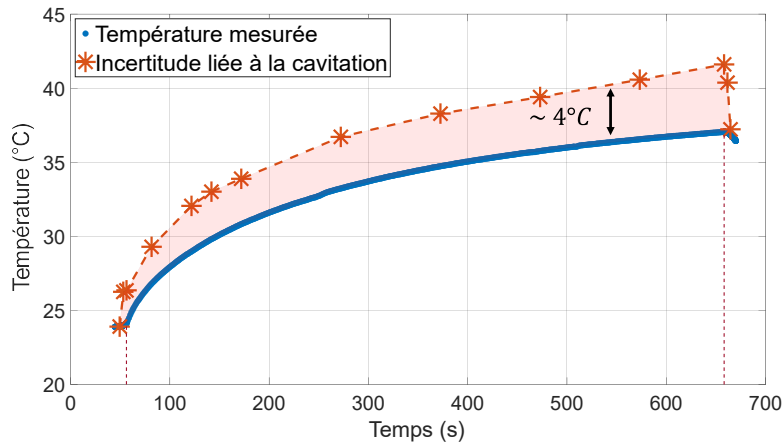


La température effective du contact ne pouvant être inférieure à celle mesurée dans les réservoirs, il est possible d'estimer l'incertitude qui est faite avec l'hypothèse prise sur la température. Pour ce faire, l'incertitude maximale faite lors de l'estimation des angles de cavitation est considérée, soit  $-30^\circ$  sur l'angle de cavitation (cas critique).

Dans la figure 3.20a, cette incertitude est prise en compte. L'angle de cavitation reste cohérent avec l'estimation faite à partir les mesures des capteurs ultrasons, excepté dans la phase d'accélération où l'écart avec les essais est plus important.



(a) *Erreur sur la portion angulaire de la zone de rupture de film*



(b) *Marge d'erreur sur la considération de la température*

FIGURE 3.20 – *Erreur liée à la prise en compte de la température de réservoir dans le calcul de l'angle de cavitation  $\Theta_{cavitation}$  avec la précision de  $-30^\circ$  (a). Représentation de l'erreur maximal de la température effective lié à l'incertitude de l'estimation de la zone de cavitation (b)*

L'erreur maximale faite, en considérant la température des réservoirs comme représentative de la température au sein des paliers au cours du temps, est d'environ  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  dans le régime stationnaire de vitesse (voir figure 3.20b). Cette valeur de température effective dans les paliers supérieure de  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  à la température des réservoirs est cohérente.

Cette écart de 10 % reste néanmoins limité. C'est pourquoi la température de réservoir sera conservée comme valeur de référence.

### 3.2.3 Conclusion

Grâce aux différentes mesures réalisées sur le banc d'essai *OSIRIS*, il est possible de caractériser le film lubrifiant sur la circonférence des paliers à l'aide du suivi de la position du centre de l'arbre dans les paliers en déterminant son excentricité instantanée. L'estimation de la position et de l'extension de la zone de rupture du film fluide sont également réalisés en fonction du temps à l'aide des capteurs ultrasonores dans le premier palier.

L'ensemble de ces informations, couplées aux mesures directes de température dans les réservoirs et de couple permettent d'appréhender les mécanismes de frottement lors du cisaillement d'un film mince de viscosité newtonienne. Les résultats obtenus sont cohérents avec ceux issus d'une simulation numérique simple du cisaillement d'un film hydrodynamique. La démarche d'analyse construite pour un fluide simple sera étendue dans la suite à des fluides de rhéologie plus complexe afin de mettre en évidence l'impact de la formulation, sur le régime hydrodynamique.

## 3.3 Influence de la composition des lubrifiants

### 3.3.1 Avant propos

Les lubrifiants présentés dans la partie 3.1.2 ont été testés dans le cadre d'essais de référence (accélération de  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  pour une vitesse consigne de  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  maintenu pendant  $10 \text{ min}$ ) avec un arbre lisse de référence (jeu radial mesuré  $C_r = 5.38 \text{ }\mu\text{m}$ ).

Le comportement hydrodynamique des lubrifiants étudiés sera comparé à celui de l'huile de base *Bo GrIII+*. Chacun des deux ensembles (PMA et HSD) sera présenté séparément afin d'avoir une meilleure compréhension du rôle de leurs composants. Une comparaison générale sera par la suite réalisée.

La démarche d'analyse in-situ des mécanismes de cisaillement en termes d'épaisseur de film, de localisation de la cavitation confrontée aux mesures de couple et de température a montré sa validité. Nous utiliserons cette même méthodologie pour analyser les différentes huiles testées.

### 3.3.2 Formulations à base de PMA

Le comportement des films minces cisailés des différentes huiles de l'ensemble PMA sont tout d'abord étudiés.

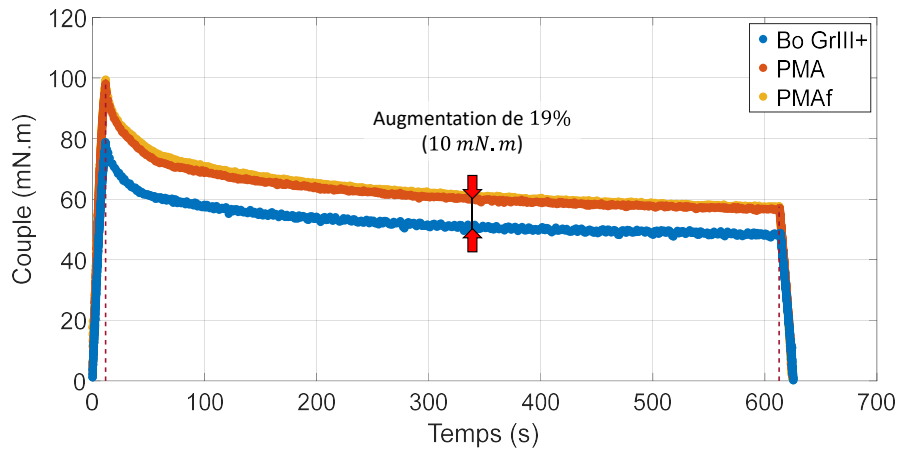
#### 3.3.2.1 Réponse hydrodynamique des lubrifiants

Les conditions expérimentales étant similaires, la comparaison des résultats nous donne des premières informations quant aux comportements des ces différentes huiles formulées. Comme présenté dans la partie 3.1.2, les huiles *PMA* et *PMAf* ont des propriétés visqueuses assez proches bien que leur composition diffère (en termes d'additifs et de concentrations).

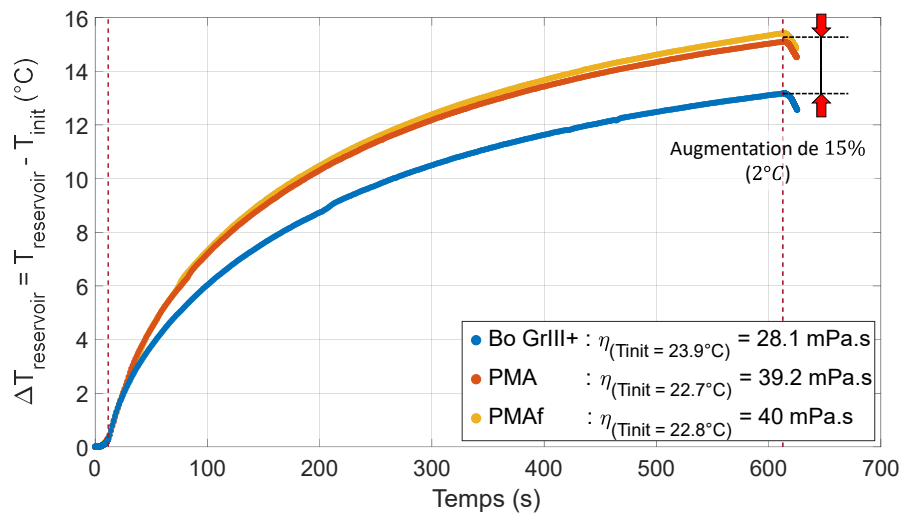
Sur la figure 3.21 les mesures de couple et les variations de température pour les différentes huiles de l'ensemble PMA sont représentées.

Les réponses en couple (figure 3.21a) et en variation de température (figure 3.21b) suivent les même tendance que celle observée avec l'huile de base. Seuls les niveaux diffèrent, en lien avec la viscosité.

Les couples mesurés avec les huiles formulées sont en moyenne 19 % supérieurs à ceux obtenus avec l'huile de base sur tout le régime stationnaire de vitesse (soit une augmentation d'environ  $10 \text{ mN.m}$ ). Il y a une différence de  $\pm 2 \text{ mN.m}$  entre les huiles *PMA* et *PMAf*. En terme d'échauffement, cela re-



(a) Comparaison des couples mesurés



(b) Variations de température des lubrifiants mesurées dans les réservoirs d'huile

FIGURE 3.21 – Comparaison des résultats bruts des différents essais avec les huiles de l'ensemble PMA. Valeurs de couples (a) et variation de température (b)

présente une différence de quasiment  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  entre l'huile de référence et celles de l'ensemble PMA à la fin du régime stationnaire de vitesse (soit une augmentation de 15 %).

Une différence peut cependant être observée au niveau des excentricités relatives moyennes  $\bar{\epsilon} = \epsilon/c_r$  (figure 3.22). Lors des 100 premières secondes de chaque essai. Lors de la phase de régime stationnaire de vitesse, les excentricités relatives moyennes sont quasi constantes et égales à 0.2.

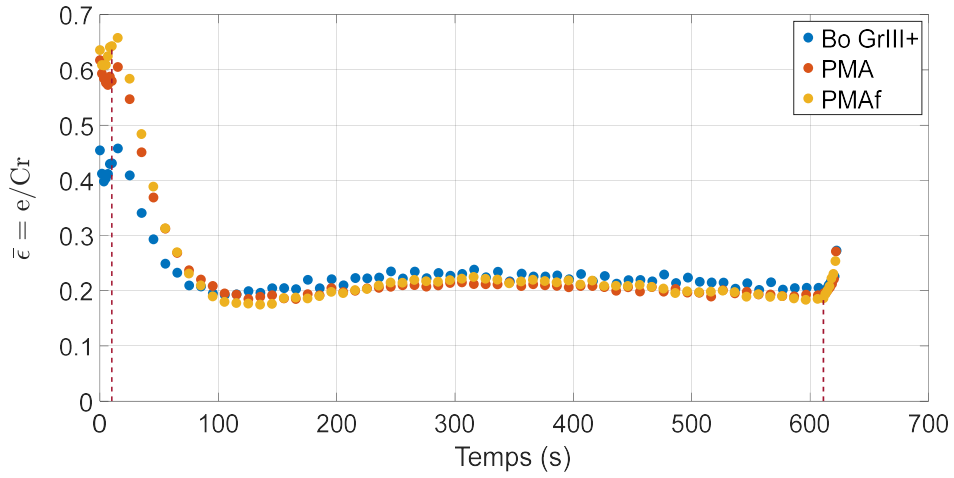


FIGURE 3.22 – Évolutions de l'excentricité relative moyenne mesurées au cours d'essais de référence dans le cas de l'ensemble PMA

Les longueurs des zones de ruptures de films sont quant à elles représentées sur la figure 3.23 au cours du régime stationnaire de vitesse (valeurs moyennes estimées avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$ ). Le comportement de la zone de cavitation est assez similaire entre les huiles de l'ensemble PMA. On observe une diminution de la zone de rupture de film sur les 200 premières secondes de la phase stationnaire de vitesse, pour se stabiliser autour d'une valeur moyenne de  $75^\circ$ , indépendamment des huiles.

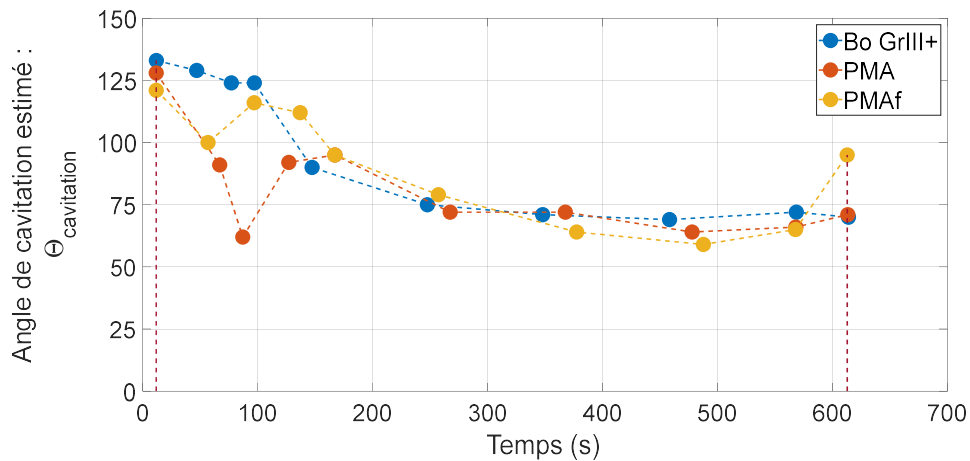


FIGURE 3.23 – Évolutions des angles de cavitations estimées grâce aux mesures d'ultrasons (valeurs nominales avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$ ). Seule la partie stationnaire est ici considérée (vitesse consignée de  $3.57 \text{ m.s}^{-1}$ )

Les huiles *PMA* et *PMAf* semblent donc avoir des comportements similaires sous cisaillement. Bien que leurs formulations soient différentes, elles ne semblent pas jouer un rôle majeur dans la réponse de ces fluides hormis le fait de les rendre globalement plus visqueuses.

Dans une première interprétation, on peut donc supposer que la différence de comportement avec l'huile de base *Bo GrIII+* est donc lié à ce facteur de viscosité.

Dans la partie précédente, nous avons montré qu'une simulation numérique simple permettait de prédire le comportement de l'huile de base *Bo GrIII+*, en cohérence avec les caractérisations expérimentales. Il apparait donc important de confirmer cette conclusion avec les huiles *PMA* et *PMAf*. Ces dernières seront traitées séparément afin de mettre en avant l'effet dans un premier temps du modificateur de viscosité *PMA*, puis du paquet d'additifs *A* présents dans l'huile formulée.

### 3.3.2.2 Influence du modificateur de viscosité

Pour rappel l'huile *PMA* est composée de l'huile de base *Bo GrIII+* et du modificateur de viscosité **PMA** à une concentration élevée de 14.86 %*m/m*, pour une viscosité dynamique à 25 °C de  $\eta_{(25\text{ }^{\circ}\text{C})} = 35.7\text{ mPa.s}$ .

En s'appuyant sur les hypothèses suivantes :

- La température du fluide dans les paliers est supposée égale à celle mesurée dans les réservoirs
- Le fluide est supposé Newtonien, sa viscosité en fonction de la température suivant une loi de Vogel (présente sur la figure 3.2) dont les paramètres sont identifiés expérimentalement
- Seul le régime stationnaire de vitesse est considéré
- Les angles de cavitation sont estimés à l'aide des capteurs ultrasons
- Les épaisseurs de film sont estimées expérimentalement, à partir de la mesure de la position de l'arbre

Le couple de frottement peut être calculé numériquement pour l'huile *PMA*, comme précédemment pour l'huile de base *Bo GrIII+*. La figure 3.24 confronte ce couple numérique au couple mesuré dans le régime stationnaire de vitesse.

Bien que les deux couples suivent la même tendance (valeur maximale de couple atteint au début du régime stationnaire de vitesse, puis décroissance du couple pour se stabiliser dans les cents premières secondes), le couple nu-

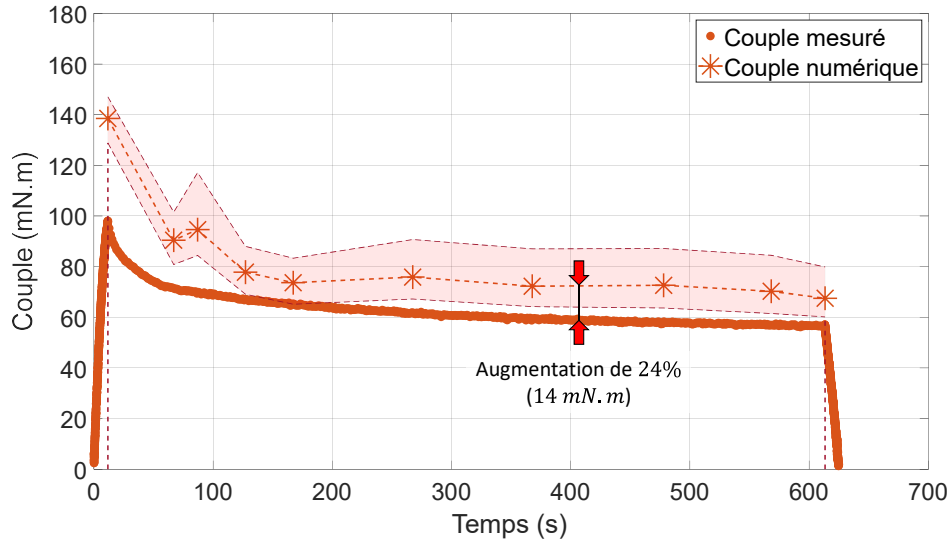


FIGURE 3.24 – Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur finie, cas de l'huile PMA

mérique est environ 24 % plus importante que celui mesuré dans le régime stationnaire de vitesse (soit une augmentation de 14  $mN.m$ ). Cet écart ne peut s'expliquer par l'incertitude liée à l'estimation de la longueur de cavitation (zone rouge sur la figure 3.24).

Cet écart atteint 40 % pour le premier point de vitesse. Ceci peut s'expliquer simplement par le fait qu'en ce point de vitesse, l'arbre n'a pas encore atteint sa position stabilisée.

Concernant l'origine de l'écart entre les valeurs calculées et mesurées, trois hypothèses méritent d'être discutées :

1. Les couches adsorbées des polymères sur les surfaces pourraient être à l'origine de cette diminution du couple en réduisant l'épaisseur effective du film lubrifiant cisailé. Cependant les épaisseurs de couches adsorbées de PMA sont de l'ordre d'une dizaine de nanomètres [10][75], ce qui est négligeable devant l'épaisseur moyenne des films cisailés qui sont eux d'environ  $4 \mu m$
2. Dans le cadre du modèle utilisé, la température au sein du palier est considérée égale à celle mesurée dans les réservoirs. Comme montré sur la figure 3.20b, cette hypothèse de température homogène entre les réservoirs et le palier induit une erreur d'environ  $4 ^\circ C$ , pour l'huile de base. Cet écart pourrait être plus important pour l'huile PMA
3. La loi rhéologique déterminée pour l'huile peut également être un des

facteurs expliquant cet écart. Comme précisé dans la partie 3.1.2, les essais de rhéologie ont tous été réalisés avec un taux de cisaillement fixé à  $\dot{\gamma} = 1 \text{ s}^{-1}$  alors que dans le cas des essais de référence la valeur réelle est d'environ  $7.34 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$ . Le fluide aurait donc une viscosité dépendant à la fois de la température et de la vitesse, caractéristique des fluides non Newtoniens

Afin de déterminer la viscosité théorique que devrait avoir le fluide dans le cas de l'essai avec l'huile *PMA*, le couple numérique est supposé égal au couple mesuré. La figure 3.25 montre la comparaison entre cette viscosité calculée à partir du couple expérimental et la viscosité effective calculée à partir de la loi de Vogel et de la température du réservoir à  $\dot{\gamma} = 1 \text{ s}^{-1}$ .

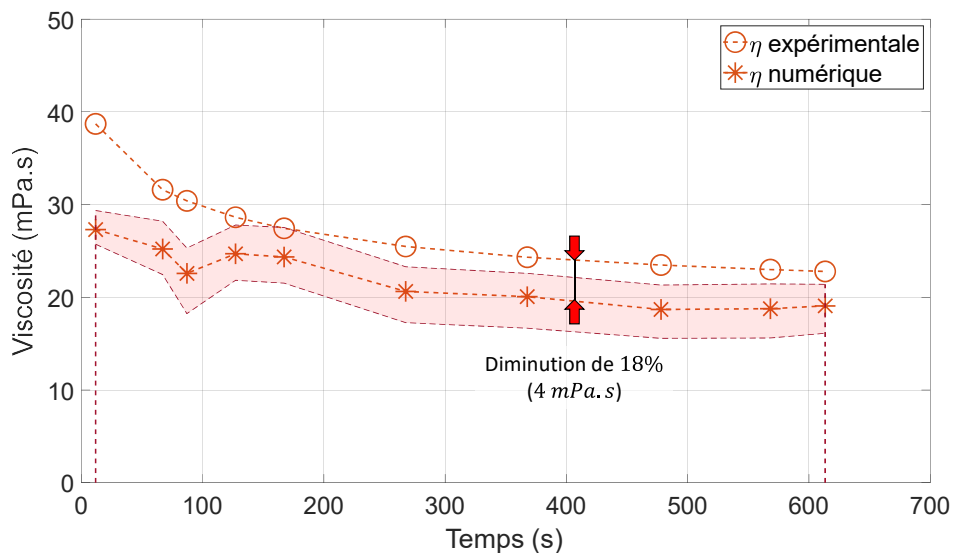


FIGURE 3.25 – Comparaison de la viscosité de l'huile à la température considérée avec la viscosité effective, cas de l'huile PMA

La viscosité effective de l'huile est inférieure à celle obtenue avec les mesures de température, avec un écart d'environ 18 % (4 mPa.s). Cette comparaison montre que les deux effets combinés, un caractère non-Newtonien de l'huile à  $\dot{\gamma} = 7.10^5 \text{ s}^{-1}$  et une augmentation de température plus importante expliquent probablement les écarts entre les mesures expérimentales et les simulations numériques, pour les huiles PMA.



### 3.3.2.3 Impact des additifs

L'huile formulée *PMAf* est une huile composée de l'huile de base *Bo GrIII+* avec le modificateur de viscosité **PMA** pour une concentration de 3 %<sup>m/m</sup> ainsi que des paquets d'additifs, pour une viscosité dynamique à 25 °C de  $\eta_{(25\text{ }^\circ\text{C})} = 36.3\text{ mPa.s}$ .

De la même manière que pour l'huile *PMA*, les couples mesuré et calculé numériquement sont comparés sur la figure 3.26.

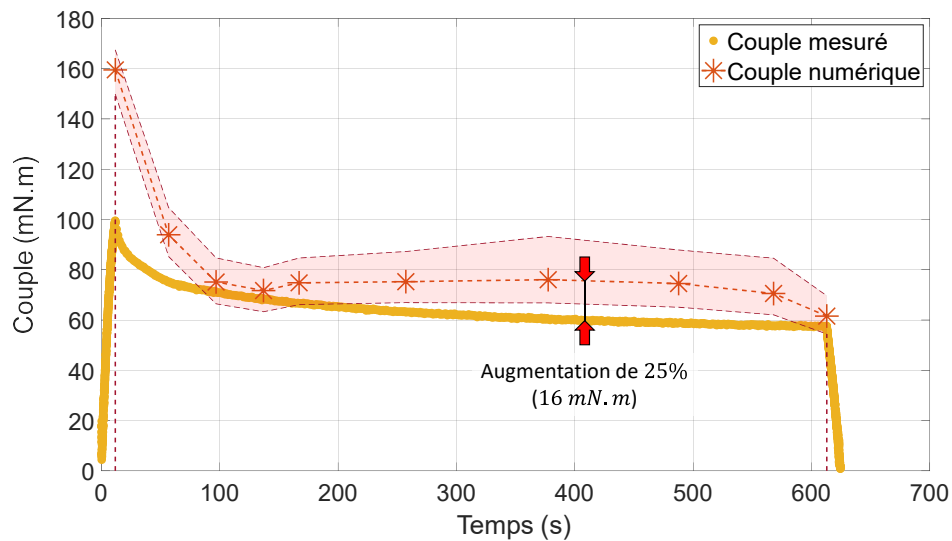


FIGURE 3.26 – Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile *PMAf*

On retrouve ici un comportement similaire à celui de l'huile *PMA* (couples expérimental et numérique suivent la même tendance). La valeur numérique est ici 25 % plus importante que celle mesurée au cours du régime stationnaire, soit un écart de 16 *mN.m* sur le régime stationnaire.

Une valeur plus conséquente du couple numérique de 60 % est présente en début de phase de vitesse établie, là où l'écart n'était que de 40 % dans le cas du *PMA* (figure 3.24). Comme précédemment cela est attribué aux mouvements de l'arbre qui n'a pas encore trouvé sa position stabilisée, rendant difficile l'estimation de la zone de rupture de film, dans cette phase transitoire.

Étant dans le même cas de figure que précédemment, on trace sur la figure 3.27 la comparaison entre la viscosité de l'huile pour  $\dot{\gamma} = 1\text{ s}^{-1}$  à la température mesurée dans les réservoirs avec la viscosité effective calculée en supposant le couple numérique égal au couple mesuré.

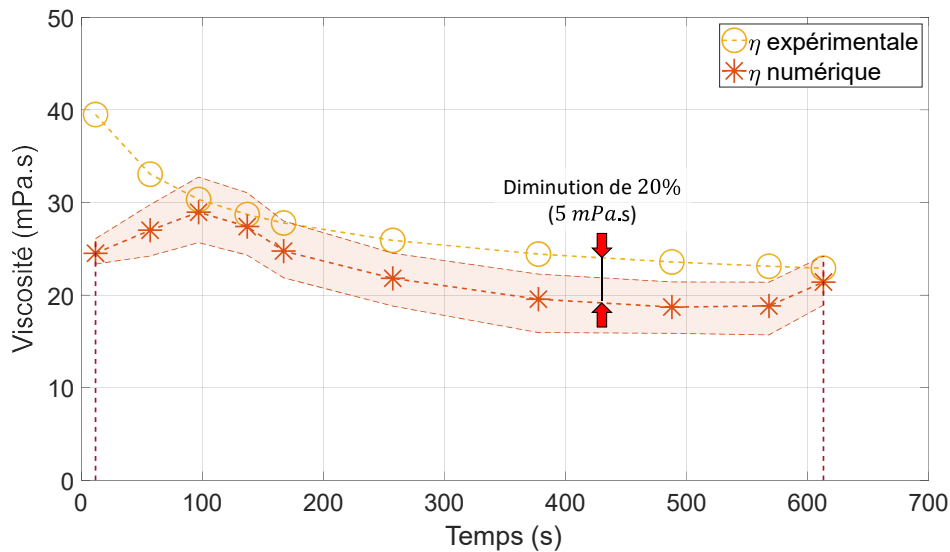


FIGURE 3.27 – Comparaison de la viscosité de l'huile à la température considérée avec la viscosité effective, cas de l'huile PMAf

Ici aussi on voit que la viscosité effective est plus faible que celle mesurée d'environ 20 % (soit un écart de 5 mPa.s). Les hypothèses faites pour expliquer cet écart dans le cas de l'huile PMA sont également applicables.

### 3.3.2.4 Synthèse pour les formulation à base de PMA

Les deux huiles présentées (PMA et PMAf), bien que différentes du point de vue de leur formulation, présentent des comportements rhéologiques et donc de frottement similaires.

Elles se distinguent néanmoins de l'huile de base *Bo GrIII+* en ayant des échauffements et des couples résistants plus importants tout en conservant des excentricités relatives du même ordre de grandeur.

Cependant le modèle numérique validé pour l'huile de base, ne permet pas ici de prédire avec précision les valeurs réelles de couple et de viscosité. La figure 3.28 montre l'évolution des viscosités effectives calculées à faible taux de cisaillement à la température mesurée dans les réservoirs, et calculée en supposant le couple mesuré égale au couple théorique au cours du temps des huiles de l'ensemble PMA. Les valeurs numériques sont environ 20 % inférieures à celles déterminées grâce aux mesures de température (soit une différence de 5 mPa.s).

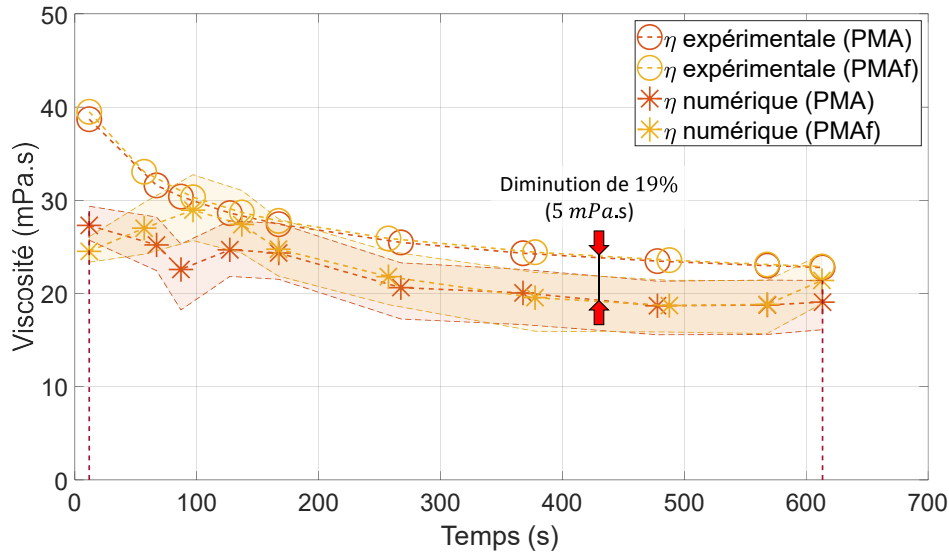


FIGURE 3.28 – Comparaison des viscosités obtenues expérimentalement et numériquement dans le cadre de l'ensemble PMA

Deux hypothèses ont été avancées pour tenter d'expliquer cette différence. Un échauffement plus important peut intervenir au niveau des zones actives des paliers par rapport aux réservoirs où les températures sont mesurées. Le comportement non Newtonien des huiles peut également expliquer cette évolution.

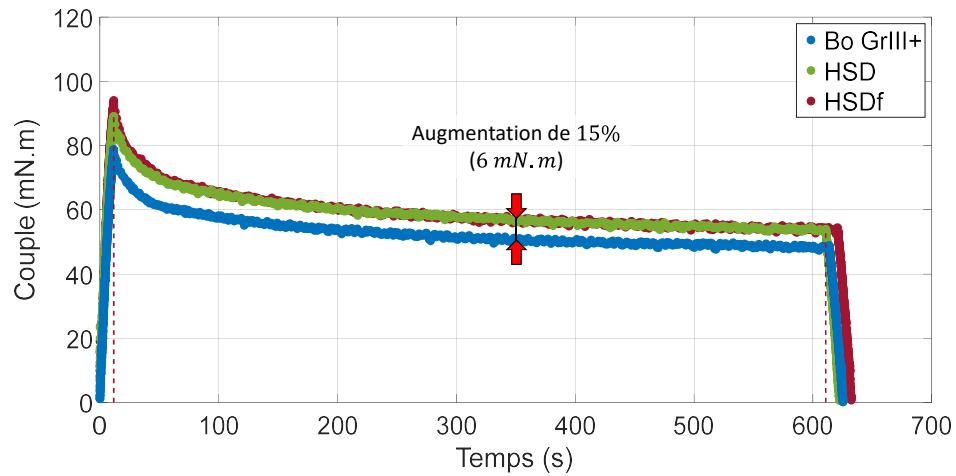
### 3.3.3 Formulations à base de HSD

Les huiles de l'ensemble HSD sont ici étudiées de la même manière que précédemment. Rappelons que les huiles *HSD* et *HSDf* présentent des rhéologies à faible taux de cisaillement très similaire malgré une composition différente.

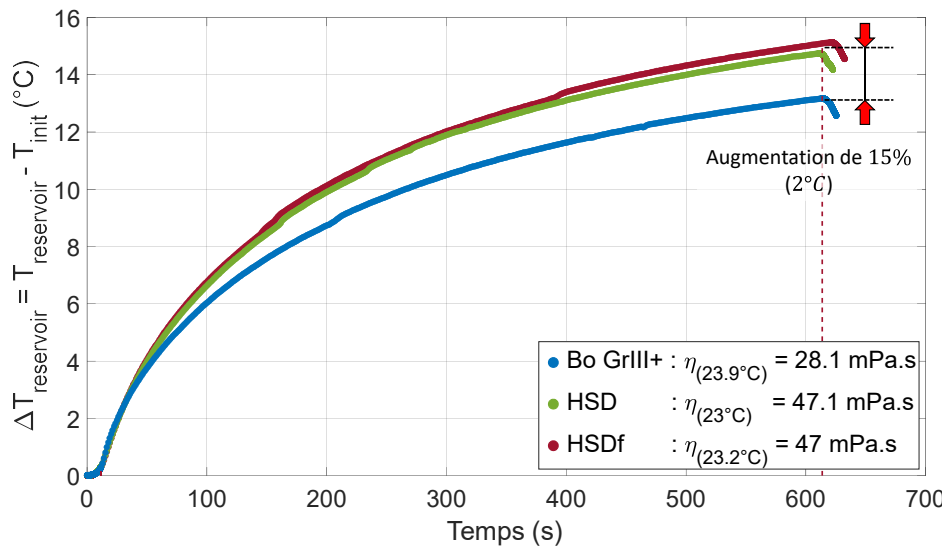
La figure 3.29, représente les évolutions du couple mesuré lors des essais, ainsi que l'élévation de température dans les réservoirs d'huile.

Les observations sont sensiblement les mêmes que précédemment. Les réponses en couple sont identiques et suivent la même tendance que celle issue de l'huile de base *Bo GrIII+* en ayant des valeurs supérieures d'environ 15 % (soit un écart de 6 *mN.m*).

Quant à l'échauffement, les deux lubrifiants semblent s'échauffer de la même manière et présentent une température de 2 °C supérieure à l'huile de base, ce qui correspond à une augmentation moyenne de 15 %.



(a) Comparaison des couples mesurés



(b) Variations de température des lubrifiants mesurées dans les réservoirs d'huiles

FIGURE 3.29 – Comparaison des résultats bruts des différents essais avec les huiles de l'ensemble HSD. Valeurs de couples (a) et variation de température (b)

Les excentricités relatives moyennes (représentées sur la figure  $\bar{\varepsilon}$  3.30) suivent la même tendance que celles de l'huile de base. On observe, comme avec les lubrifiants PMA, que les excentricités relatives moyennes des huiles *HSD* et *HSDf* sont supérieures à celle de l'huile de référence durant les cents premières secondes puis s'harmonisent.

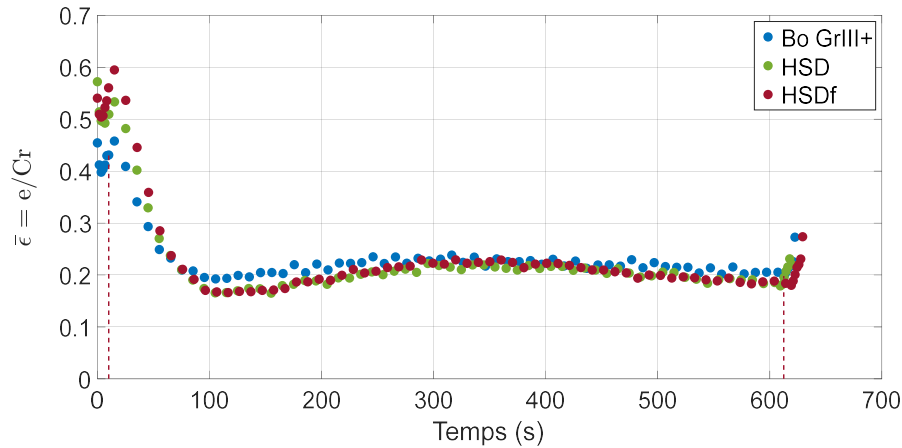


FIGURE 3.30 – Évolutions de l'excentricité relative moyenne mesurées au cours d'essais de référence dans le cas de l'ensemble HSD

Les longueurs des zones de rupture de film sont représentées sur la figure 3.31 (valeurs moyennes estimées avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$ ). Elles sont du même ordre de grandeur que celles estimées pour l'huile de base.

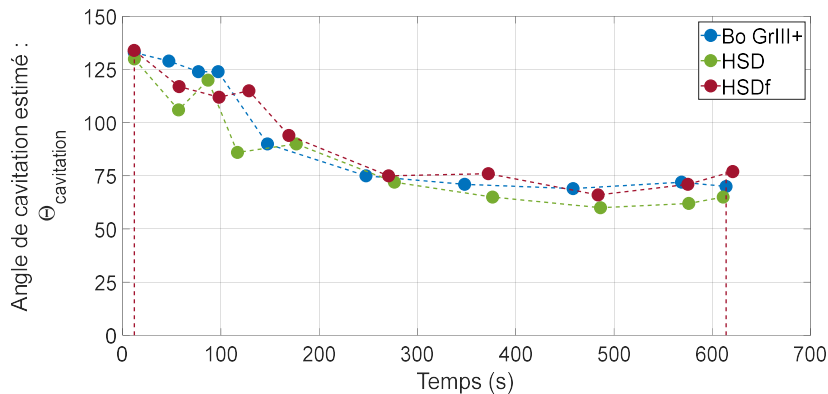


FIGURE 3.31 – Évolutions des angles de cavitations estimés grâce aux mesures d'ultrasons (valeurs nominales avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$ ). Seule la partie stationnaire est ici considérée

Une analyse similaire est réalisée : les couples mesurés expérimentalement sont comparés aux couples calculés numériquement en supposant la température du réservoir représentative de celle du contact et la viscosité connue à partir de la loi de Vogel déterminée à faible taux de cisaillement à  $\dot{\gamma} = 1 \text{ s}^{-1}$  (voir figures 3.32 et 3.33 pour les huiles HSD et HSDf respectivement). Les valeurs calculées numériquement sont plus importantes que celles mesurées de respectivement 57 % (soit une différence de 32 mN.m) et 47 % (correspondant à un écart de 28 mN.m).

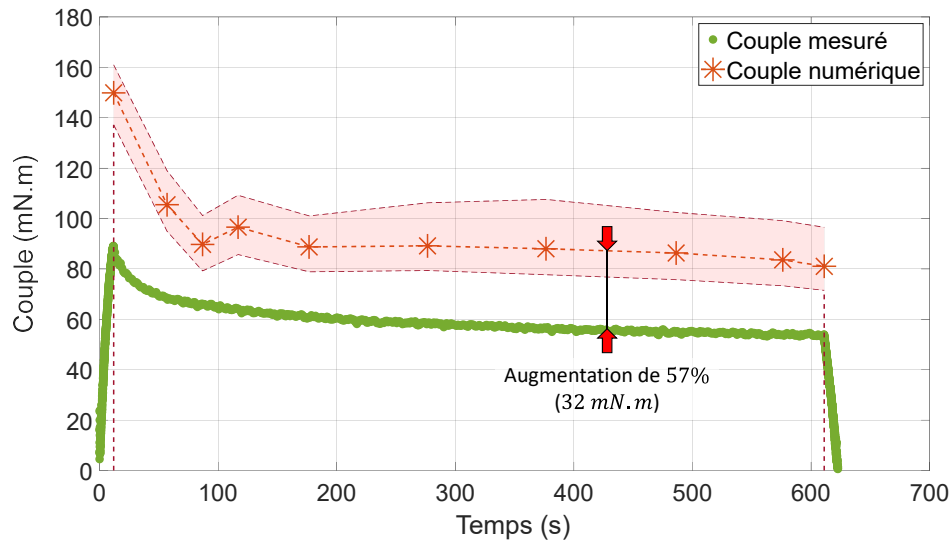


FIGURE 3.32 – Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile HSD

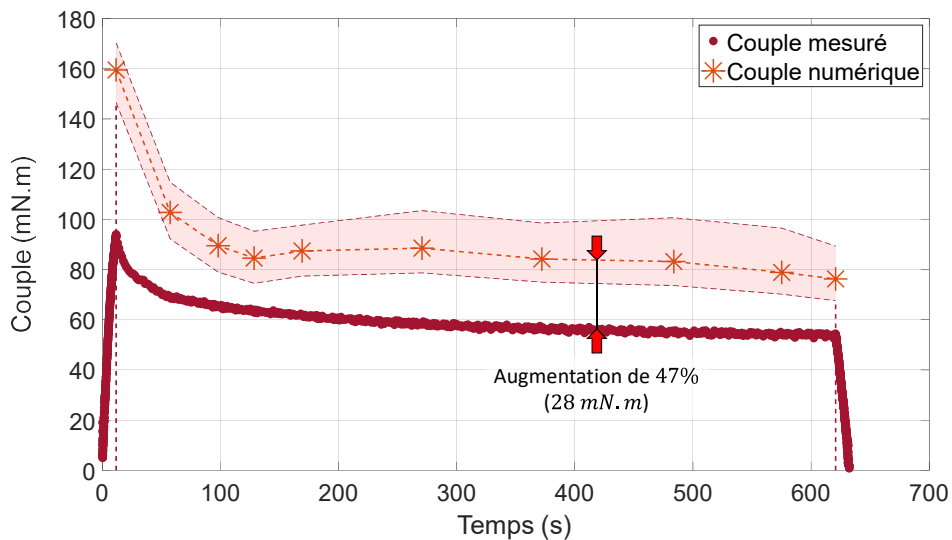


FIGURE 3.33 – Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile HSDf

Le calcul de viscosité expérimentale et effective au sein du palier 1 est représenté sur la figure 3.34. Une diminution des valeurs numériques de 34 % ( $10 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ) est présente par rapport aux valeurs expérimentales pour les deux huiles étudiées.

L'analogie du comportement des huiles HSD et PMA est ici confirmée.

Cette analyse ne permet pas de conclure, en l'état, sur la prépondérance d'une contribution thermique ou non Newtonienne au frottement.

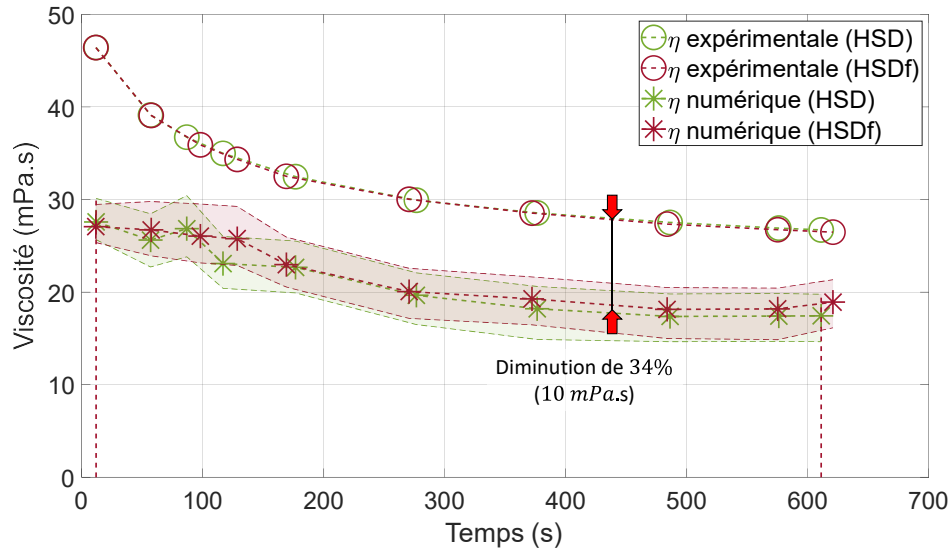


FIGURE 3.34 – Comparaison des viscosités obtenues expérimentalement ou numériquement dans le cadre de l'ensemble HSD

### 3.3.4 Ensemble des lubrifiants

Les ensembles PMA et HSD ont des comportements analogues et suivent des tendances identiques à celles observées sur l'huile de base *Bo GrIII+*. On observe ainsi des évolutions très similaires des valeurs d'excentricités relative moyenne et de longueur de cavitation. En revanche, les niveaux de couple et de température au sein du réservoir sont supérieurs.

Il convient toutefois de comparer les deux groupes d'huiles. En effet, les huiles du groupe HSD ont des viscosités supérieures à leurs homologues PMA. En comparant les différentes réponses des films minces des huiles *PMAf* et *HSDf* (voir figure 3.35), dans les mêmes conditions expérimentales, des échauffements (figure 3.35b), des excentricités relatives moyennes (figure 3.35c) et des longueurs de cavitation (figure 3.35d) identiques sont mesurées pour toutes les huiles. Cependant, les réponses en couple (figure 3.35a) ne sont pas en adéquation avec ces tendances : en effet, les couples mesurés pour les huiles HSD sont inférieurs à ceux mesurés avec les huiles PMA de l'ordre de  $4 \text{ mN.m}$ , alors que les températures sont similaires et les viscosités des huiles HSD sont légèrement supérieur aux huiles PMA.

Cette apparente contradiction semble indiquer l'existence d'un effet non-Newtonien.

En supposant le couple réel égal au couple numérique et en supposant un effet thermique local au sein du palier prépondérant, on obtient en fin de régime

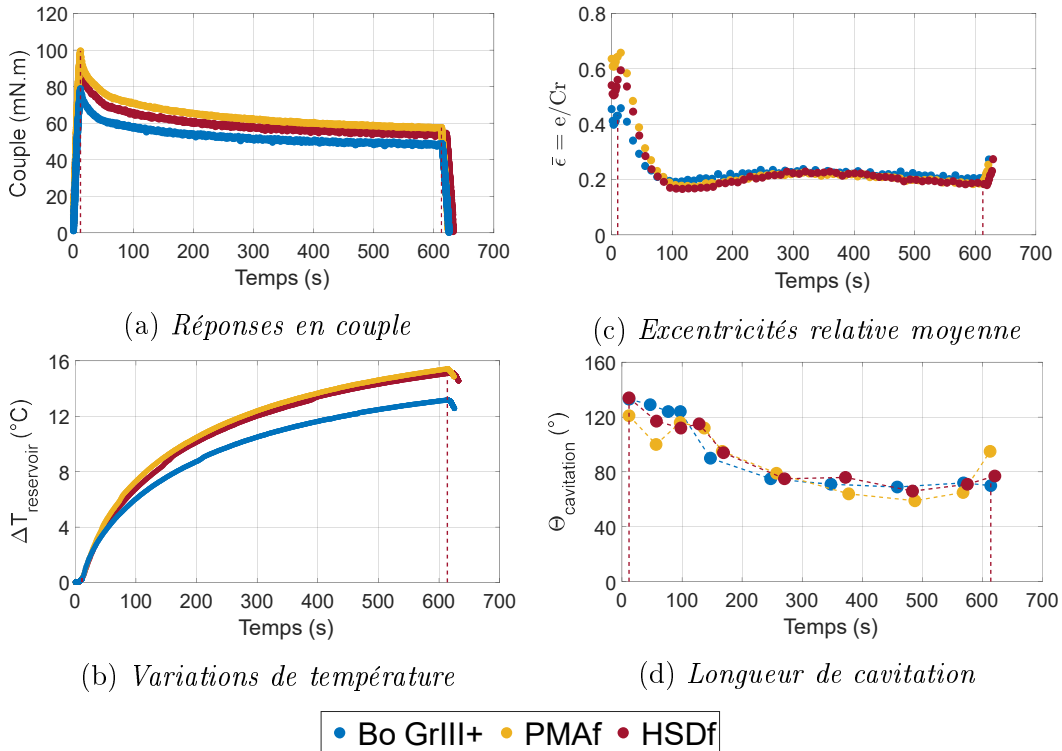


FIGURE 3.35 – Comparaison des réponses des huiles formulés PMAf et HSDf avec comme référence l’huile de base Bo GrIII+. Les différentes réponses sont représentées : Couples expérimentaux (a), Variation de température au cours de l’essai (b), avec  $\eta_{BoGrIII+}(23.9\text{ }^{\circ}C) = 28.1\text{ mPa}\cdot s$ ,  $\eta_{PMAf}(22.8\text{ }^{\circ}C) = 40\text{ mPa}\cdot s$  et  $\eta_{HSDf}(23.2\text{ }^{\circ}C) = 47\text{ mPa}\cdot s$ . Excentricité relative moyenne (c) ainsi que la longueur de cavitation (d)

stationnaire de vitesse un échauffement supplémentaire de  $6\text{ }^{\circ}C$  pour les huiles HSD comparées aux huiles PMA (les valeurs moyennes obtenues en fin de régimes stationnaire de vitesses selon ces deux méthodes sont répertoriées dans le tableau 3.2, ainsi que les viscosités associées).

Compte tenu de la taille des paliers utilisés et du temps de 10 minutes (durée de maintien de la vitesse consigne), il semble peu probable qu’une telle différence de température ne soit pas détectée au niveau des réservoirs. Ces deux arguments incitent à penser que les différences de comportement observées pour les deux familles de lubrifiant peuvent être attribuées à la rhéologie non-newtonienne des huiles, ainsi qu’à l’architecture moléculaire distinctes des modificateurs de viscosité.



Huile	T mesurée (°C)	$\eta$ mesuré (mPa.s)	T effective (°C)	$\eta$ effective (mPa.s)
<i>PMA</i>	37	23.3	44.4	18.7
<i>PMAf</i>	37.4	23.2	44.8	18.7
<i>HSD</i>	37	27.4	51.4	17.4
<i>HSDf</i>	37.5	27.2	50.4	18.1

TABLE 3.2 – Valeurs de température et de viscosités effectives des huiles *PMA*, *PMAf*, *HSD* et *HSDf* en supposant le couple théorique égal au couple expérimental et en supposant la loi de Vogel valide. Valeurs obtenues à 500s pour l'ensemble des essais

### 3.4 Conclusion

Ce chapitre a permis d'introduire et d'identifier les propriétés chimiques et rhéologiques de cinq lubrifiants : composés de la même huile de base de faible viscosité, ils diffèrent de par leurs additifs, polymères modificateurs de viscosité et paquets d'additifs.

La compréhension des mécanismes de frottement en film mince hydrodynamique s'est appuyée sur la mesure simultanée in situ du couple de frottement, de la température au sein des réservoirs, de l'excentricité moyenne et de la localisation de la zone de cavitation. Cette analyse, réalisée dans un premier temps avec l'huile de base *Bo GrIII+*, au comportement newtonien, puis confrontée dans un deuxième temps à la simulation numérique, a permis de montrer que les mécanismes de dissipation par frottement, dans ce cas modèle simple, résultent du cisaillement d'un film mince cohérent avec la distribution d'épaisseur et de pression théoriques.

L'impact de la formulation est ensuite discuté, en termes de comportement rhéologique et de température, à l'aide des huiles formulées. Les excentricités et les longueurs de cavitation restent similaires, dans la gamme de viscosité étudiée, alors que les températures dans les réservoirs et les couples de frottement augmentent avec la viscosité. Il reste difficile de déterminer avec certitude la contribution prépondérante (effets d'échauffement versus effet non-newtoniens) ; cependant, la comparaison entre les familles de lubrifiants semble indiquer l'existence probable, sinon certaine, d'un effet non-newtonien lié à l'architecture moléculaire des additifs.

# Modification des conditions de sollicitation du film lubrifiant

---

## Sommaire

---

<b>4.1 Cas d'un chargement dynamique</b> . . . . .	<b>101</b>
4.1.1 Principe de fonctionnement . . . . .	102
4.1.2 Effet du chargement sur le cisaillement d'un film d'huile de base . . . . .	104
4.1.3 Influence de la formulation . . . . .	109
<b>4.2 Texturation des portées de palier</b> . . . . .	<b>122</b>
4.2.1 Présentation des arbres texturés étudiés . . . . .	122
4.2.2 Effet de la texturation . . . . .	125
4.2.3 Comportement des huiles formulées avec surface texturées	138
<b>4.3 Conclusion</b> . . . . .	<b>146</b>

---

Afin de mieux comprendre le rôle de l'écoulement et de la distribution des épaisseurs de film sur la réponse en frottement du film lubrifiant cisailé, nous nous proposons de jouer sur certaines conditions expérimentales en appliquant un chargement dynamique d'une part, puis en introduisant une rugosité de surface contrôlée, via la texturation par *LASER* femtoseconde.

## 4.1 Cas d'un chargement dynamique

Le chargement de l'arbre a pour but d'accentuer les contraintes de cisaillement en abaissant l'épaisseur minimale et en modifiant l'extension de la zone de cavitation.

Du fait de l'architecture du dispositif expérimental, un chargement statique aurait été difficile à mettre en œuvre, le choix s'est donc porté sur un chargement dynamique.

### 4.1.1 Principe de fonctionnement

Pour réaliser le chargement dynamique des arbres, la décision a été prise de se rapprocher d'un rotor de Jeffcott [34][76]. Le principe de ce dernier repose sur un arbre porté par deux paliers, sur lequel est fixé en position centrale un disque de balourd permettant de réaliser expérimentalement un chargement ponctuel.

Sur le tribomètre *OSIRIS*, le centre de l'arbre est occupé par les capteurs de déplacements, la solution adoptée repose donc sur l'assemblage de deux disques de balourd placés symétriquement entre les paliers, de part et d'autre du bloc support des capteurs capacitifs. Ces disques sont en aluminium limitant au maximum leur inertie (chaque disque génère une inertie supplémentaire de  $2 \text{ g.cm}^2$  sur l'arbre). L'assemblage de ces disques est réalisé par frettage de manière précise à l'aide de cales spécifiques. Ces disques font partie intégrante de l'arbre. Leur présence ne constitue pas ici un "chargement" à proprement parlé. Ce système possède donc une masse totale de  $m \approx 115 \text{ g}$ , engendrant un chargement statique de  $0.56 \text{ N}$  par palier.

Pour le chargement dynamique, des pièces de masses différentes ont été réalisées par paire afin de s'adapter à la géométrie des disques de balourd sur lesquels elles sont installées. Du fait de sa masse volumique supérieure à celle de l'acier, le laiton a été retenu pour la réalisation de ces balourds ( $\rho_{\text{laiton}} = 8.73 \text{ g/cm}^3$  pour  $\rho_{\text{acier}} = 7.85 \text{ g/cm}^3$ ) afin d'en réduire l'encombrement. Ces poids couvrent un quart de la circonférence des disques comme représenté sur la figure 4.1.

Les poids sélectionnés pour l'étude ont des masses nominales de  $1000 \text{ mg}$ ,  $2000 \text{ mg}$  et  $2500 \text{ mg}$ . Chacune des masses a fait l'objet d'un contrôle précis sur une balance de précision et les poids des deux masses utilisées ont été uniformisés par un polissage très fin, afin d'obtenir des paires de masse identique au  $\text{mg}$  près, pour ne pas perturber l'équilibrage du chargement. Pour la suite nous nous référerons aux masses nominales pour simplifier la compréhension, cependant les masses réelles des différents poids sont reportées sur le tableau 4.1 et sont prises en compte dans le calcul de couple inertiel.

Pour la réalisation des essais, les poids sont fixés avec une colle cyanoacrylate d'éthyle (super glue-3) liquide, afin de les maintenir en place (la masse de la colle utilisée est considérée comme négligeable). Une gaine thermorétractable est ensuite placée au-dessus de l'ensemble disque+balourd afin d'assurer le maintien de la masse pour se prévenir des éventuels risques d'éjection au

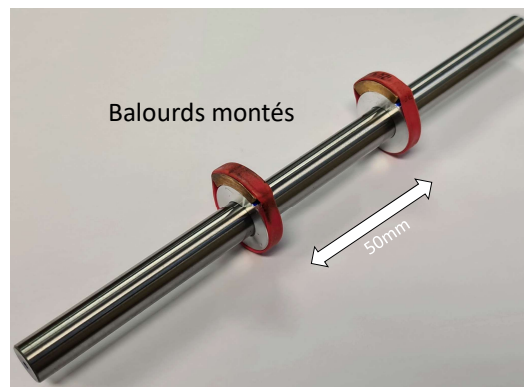
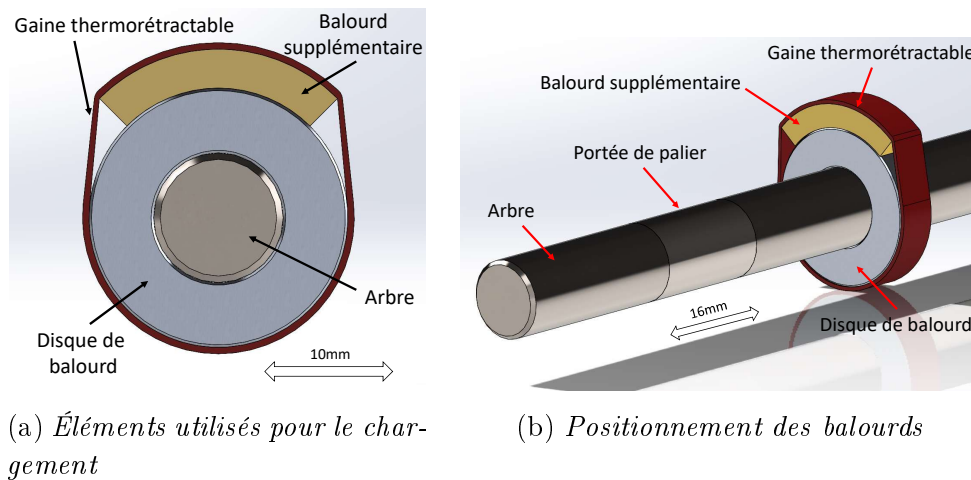


FIGURE 4.1 – Modélisation d'un arbre chargé avec balourd fixé sur un disque de balourd à l'aide d'une gaine thermorétractable servant au maintien en position, de face (a) et en perspective (b). Une fois les balourds collés et les gaines thermorétractables installées, l'arbre est prêt à être utilisé (c)

Masse nominale (mg)	1000	2000	2500
Masse réelle (mg)	988	2001	2507
Masse des gaines thermorétractables (mg)	252	253	249
Masse totale par disque (mg)	1240	2254	2756

TABLE 4.1 – Masses nominales et réelles des poids et des gaines thermorétractables utilisés pour les essais de chargement. Tous les poids sont donnés de manière unitaire. Chaque paire est réalisée avec des masses identiques (au mg près)

cours de l'essai (un carter de protection est ici indispensable pour des raisons de sécurité).

Ces gaines sont découpées aux bonnes dimensions et, de la même manière que les poids, ont été appairées, après pesage à l'aide d'une balance de précision,

par paires de masse égale (au  $mg$  près également). Les valeurs sont également reportées dans le tableau 4.1.

La position des balourds, a été choisie arbitrairement et est identique pour les deux disques. Un marquage est réalisé au feutre afin de conserver ces positions pour l'ensemble des essais.

La figure 4.1c montre un arbre chargé avec des balourds additionnels prêt à être utilisé.

Rapportés au modèle d'un rotor de Jeffcott, les chargements totaux nominaux utilisés sont donc 2000  $mg$ , 4000  $mg$  et 5000  $mg$  (et respectivement 1976  $mg$ , 4002  $mg$  et 5014  $mg$  pour les charges réelles). Les différentes valeurs de balourd et de chargement dynamique sont reportées sur le tableau 4.2.

<i>Masse nominale (mg)</i>	2000	4000	5000
<i>Balourd (g.cm<sup>2</sup>)</i>	2	4	5
<i>Charge dynamique par palier (mN)</i>	10	20	25

TABLE 4.2 – Valeurs de chargement appliqués lors des essais de chargement. La charge dynamique appliquée par palier ne prend pas en compte la charge statique de 0.56  $N$

## 4.1.2 Effet du chargement sur le cisaillement d'un film d'huile de base

### 4.1.2.1 Analyse in situ

Les essais réalisés sont des essais de référence avec arbre lisse sur lequel est installé des balourds.

Dans un premier temps, seule l'huile de base *Bo GrIII+* est utilisée afin d'identifier sur un cas simple les potentiels effets du chargement sur la réponse en cisaillement du film mince.

Le chargement dynamique appliqué a pour effet premier une amplification de l'amplitude de déplacement du rotor le long de la ligne d'arbre. La figure 4.2 montre les différents déplacements en 3D de la fibre neutre de l'arbre sur un tour d'arbre en régime établi (i.e. fin de régime stationnaire de vitesse).

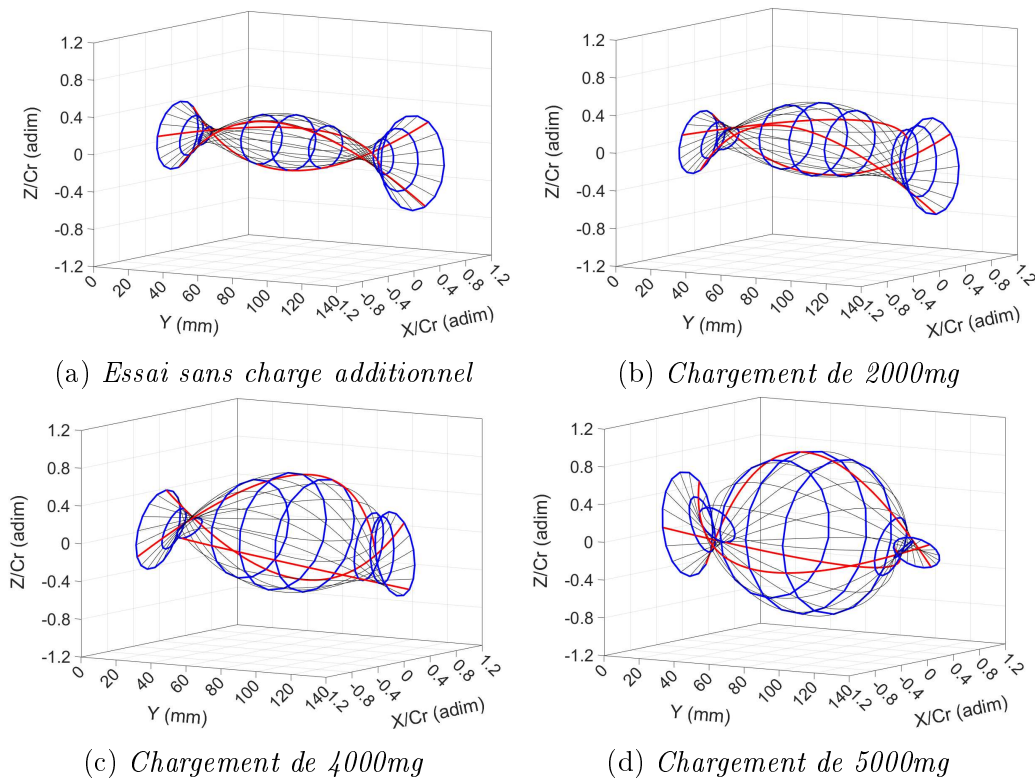


FIGURE 4.2 – Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.8 \mu\text{m}$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les différents essais de chargement réalisés avec l'huile de base *Bo GrIII+*. Essai sans charge additionnel pris à 659 s (a), avec une charge totale de 2000 mg pris à 628 s (b), de 4000 mg pris à 636 s (c) et avec un chargement de 5000 mg pris à 639 s (d)

A "faible" chargement les orbites 3D restent similaires à celles obtenues pour des essais non chargés dynamiquement. Pour des chargements plus importants (4000 et 5000 mg) les orbites gonflent (cf. figure 4.2c et 4.2d), jusqu'à atteindre, entre les paliers, des amplitudes de déplacement importantes.

Cette augmentation des amplitudes de déplacement de la fibre neutre entre les paliers, se traduit toutefois par des augmentations plus modérées au niveau des orbites au sein des paliers. La figure 4.3 représente les orbites, prises aux mêmes instants que précédemment, au niveau du plan médian du palier 1 (référence identique au chapitre 3) pour les différents balourds appliqués (ici et dans la suite du manuscrit, les essais qualifiés "sans charge" correspondent aux essais réalisés sans ajout de charge supplémentaire, *i.e.* avec arbre nu).

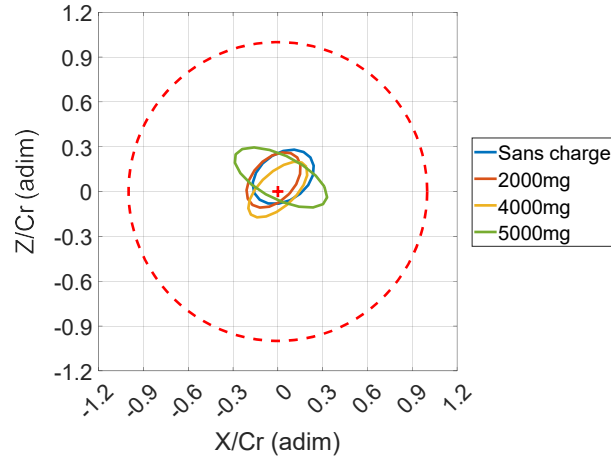


FIGURE 4.3 – Déplacements adimensionnés ( $Cr = 5.8 \mu\text{m}$ ) du centre de l'arbre sur une révolution, rotations prises en fin de régime établi pour l'ensemble des essais de chargement réalisés avec l'huile Bo GrIII+ (ici "sans charge" correspond à "sans charge additionnel")

Comme avec les déplacements 3D de la fibre neutre, on voit que les orbites restent du même ordre de grandeur. Seule l'orbite réalisée avec l'essai chargé à  $5000 \text{ mg}$  a une amplitude de déplacement du centre de l'arbre plus importante. Cela conduit alors à une augmentation de l'excentricité relative moyenne comme représentée sur la figure 4.4a.

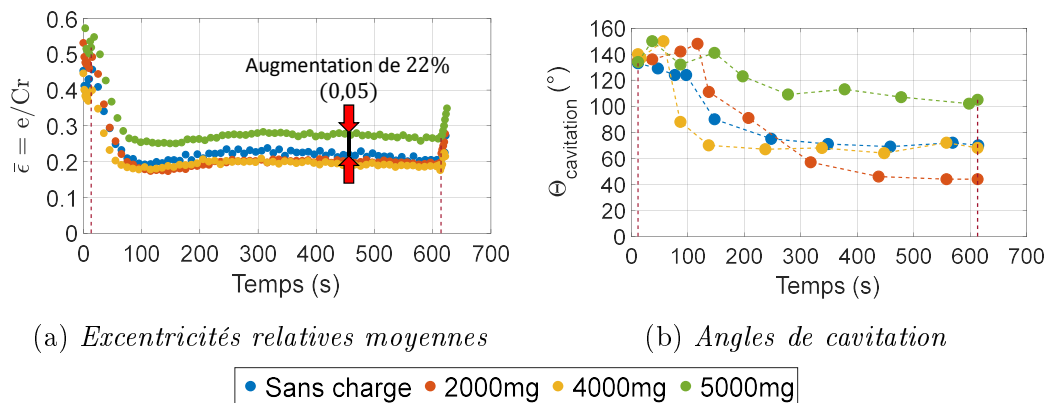


FIGURE 4.4 – Évolutions des excentricités relatives moyennes (a) et des angles de cavitation estimés (b) pour l'ensemble des essais des chargement réalisés avec l'huile de base Bo GrIII+ (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min) . Dans le cas des angles de cavitation, seule la partie stationnaire est considérée (valeurs nominales avec une incertitude de  $\pm 30^\circ$ )

Avec le chargement de 5000  $mg$ , l'excentricité relative moyenne  $\bar{\varepsilon}$  augmente de 22 % (soit environ 0.05), correspondant à une diminution de l'épaisseur minimale moyenne de 0.27  $\mu m$ .

Il en va de même pour les angles de cavitation représentés sur la figure 4.4b. Une augmentation de la longueur de cavitation est donc observée avec le chargement le plus important.

Quant aux valeurs de couple et de température mesurées dans les réservoirs de lubrifiant, présentées sur la figure 4.5, on observe que toutes les valeurs mesurées restent sensiblement les mêmes, pour les chargements inférieurs à 5000  $mg$ . L'essai réalisé avec le chargement le plus important présente des résultats différents des autres. Bien que ces écarts restent assez faibles, on observe en fin de régime stationnaire une température de lubrifiant inférieure de 1 °C dans les réservoirs de lubrifiants ainsi qu'un couple inférieur d'environ 2  $mN.m$  (soit des diminutions respectivement de 7 % et 4 %).

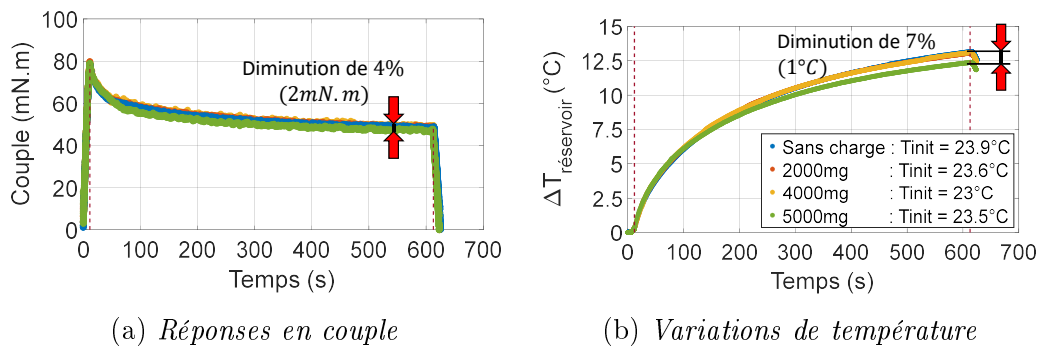


FIGURE 4.5 – Comparaisons, pour des essais chargés avec l'huile Bo GrIII+, des réponses expérimentales en couple (a) et des variations de température (b), avec  $\eta_{A \text{ vide}} = 28.1 \text{ mPa.s}$ ,  $\eta_{2000 \text{ mg}} = 28.4 \text{ mPa.s}$ ,  $\eta_{4000 \text{ mg}} = 29.1 \text{ mPa.s}$ ,  $\eta_{5000 \text{ mg}} = 28.6 \text{ mPa.s}$  (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$ ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min)

Ces conclusions sont à imputer à la conception de la ligne d'arbre avec deux paliers de même jeux radiaux qui induisent un mouvement limité de l'arbre dans ces derniers. Bien qu'une augmentation de pression soit sans doute présente au bord de ces derniers comparé à des essais non chargés, elle est sans conséquence sur le couple mesuré.

Seul le chargement le plus critique (5000  $mg$ ) induit une diminution significative de l'épaisseur moyenne du film fluide dans les paliers. Mais cette dernière ne modifie en rien la réponse générale du film cisailé.



Il est également important de souligner que comme dans le chapitre 3, nous nous contentons d'étudier le plan médian des paliers et de considérer des températures de lubrifiant homogènes dans l'ensemble des paliers. Ici bien plus que dans les cas plus simples d'arbre non chargé, les hypothèses utilisées peuvent être remises en cause.

#### 4.1.2.2 Modélisation

Forts de ces résultats, et à l'instar de ce qui a été présenté dans le chapitre 3, nous nous proposons de modéliser le frottement avec le modèle numérique présenté précédemment au chapitre 3, tiré de [14]. Seul le chargement le plus critique semble être pertinent à modéliser. Les chargements inférieurs ne semblent pas suffisants pour induire une modification notable du comportement du film lubrifiant cisailé.

La comparaison des valeurs expérimentales à ces valeurs numériques obtenues à partir de la température, de l'évolution rhéologique de la viscosité newtonienne avec la température, de l'excentricité et de l'extension de la cavitation, est représentée sur la figure 4.6 (ici seul le régime stationnaire de vitesse est modélisé).

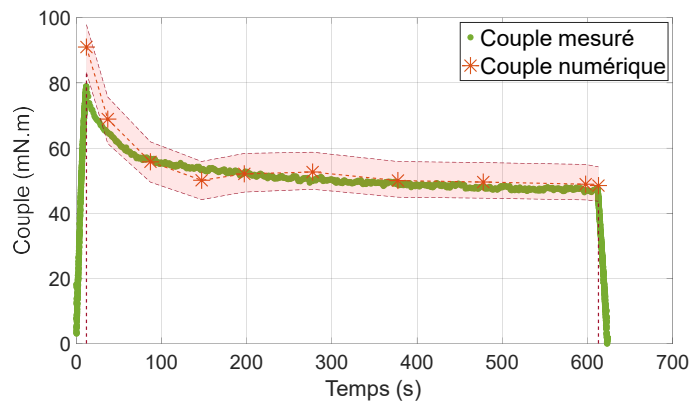


FIGURE 4.6 – Comparaisons des valeurs expérimentales de couple avec les valeurs modélisées pour un palier de longueur fini lors d'un essai chargé dynamiquement avec une masse totale de 5 g (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Dans le cas présent, les valeurs numériques de couple sont cohérentes avec les grandeurs mesurées et cela malgré l'augmentation de l'excentricité dans le palier.

Comme présenté dans le chapitre 3, seul le premier point calculé du régime stationnaire surestime le couple (et inversement sous-estime la viscosité à cet instant) : en effet, les hypothèses de calculs considèrent un régime établi de température, ce qui n'est pas le cas ici en début de régime stationnaire de vitesse.

En conclusion, malgré un chargement suffisamment élevé pour modifier la distribution d'épaisseur de film fluide (excentricité relative moyenne plus grande et extension de la zone de cavitation, déterminées grâce à l'analyse in-situ), les mécanismes de dissipation du film d'huile newtonienne cisailée restent inchangés.

### 4.1.3 Influence de la formulation

Comme décrit précédemment, seul le chargement le plus important (i.e. 5000 *mg*) modifie significativement la réponse au cisaillement du film mince en augmentant principalement les amplitudes de déplacement du centre de l'arbre (c'est à dire le taux de cisaillement dans les paliers et l'extension de la zone de cavitation). Dans cette optique, l'étude se focalisera sur l'influence de ce chargement qui sera comparé aux résultats à vide pour les différentes huiles.

L'objectif est ici d'exacerber le taux de cisaillement au sein du film lubrifiant et de mettre en évidence d'éventuels effets non-newtoniens.

Tous les essais sont réalisés selon le protocole expérimental décrit précédemment pour l'huile de base *Bo GrIII+*. Les balourds utilisés sont fixés aux mêmes endroits pour l'ensemble des essais.

#### 4.1.3.1 Formulations à base de PMA

On rappelle ici que les huiles PMA, à savoir les huiles *PMA* et *PMAf* ont des viscosités à 25 °C très proches, à savoir respectivement :  $\eta_{PMA} = 35.7 \text{ mPa.s}$  et  $\eta_{PMAf} = 36.3 \text{ mPa.s}$ , malgré des compositions différentes.

##### 4.1.3.1.1 Huile *PMA*

La figure 4.7 représente les différentes orbites 3D en fin de régime stationnaire de vitesse pour un essai sans chargement additionnel (cf. figure 4.7a) et chargé avec des balourds de masse total 5000 *mg* (figure 4.7b). La figure 4.7c représente quant à elle le comparatif des orbites extrapolées dans le plan médian du palier 1. Comme attendu, le chargement utilisé modifie grandement

la déformation de l'arbre entre et au sein même des paliers. Sur la figure 4.7d, représentant les excentricités relatives moyennes des deux essais étudiés. On mesure une augmentation de 55 % (0.11) lié à l'introduction des balourds pour l'essai sur le régime stationnaire de vitesse, ce qui représente une diminution de l'épaisseur minimale moyenne du film lubrifiant d'environ  $0.59 \mu m$ .

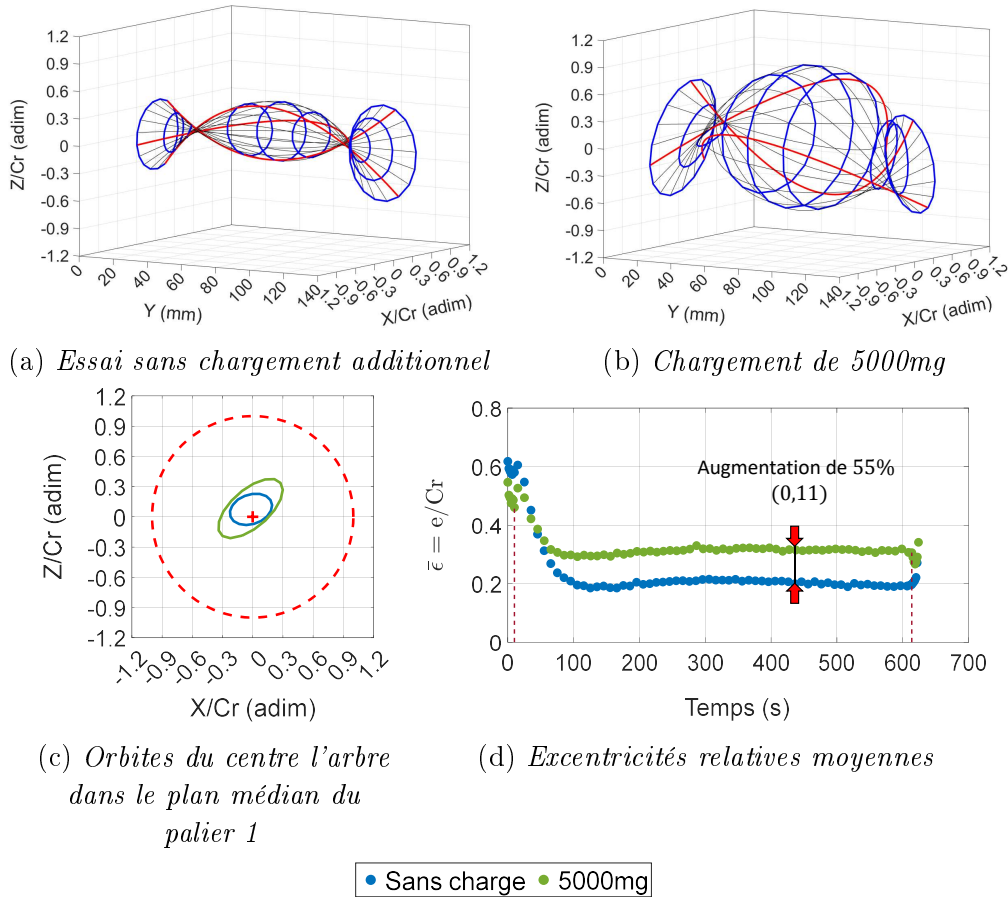


FIGURE 4.7 – Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu m$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile PMA (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Essai sans balourds supplémentaires pris à 645 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 651 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités relatives moyennes (d)

Malgré cette variation de l'épaisseur minimale, les valeurs de couple et de température ne sont pas impactées (figure 4.8) et restent globalement similaires aux valeurs obtenues sans chargement.

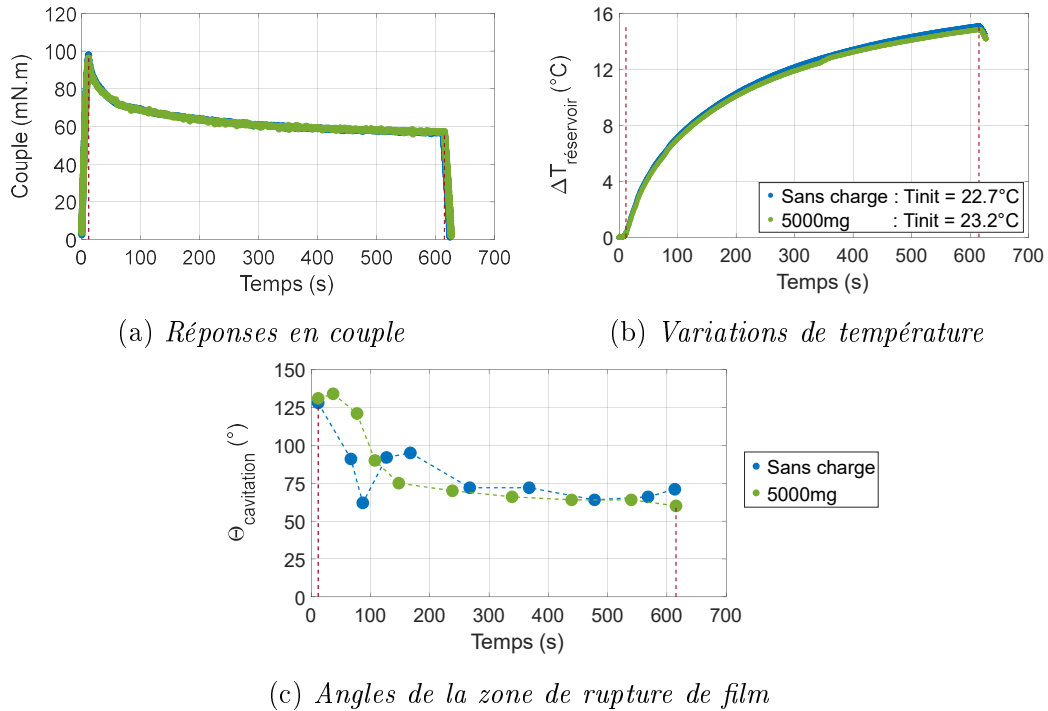


FIGURE 4.8 – Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai de référence sans balourds ajoutés avec l'huile PMA (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min)

Il en est de même pour la longueur de cavitation estimée avec les capteurs ultrason, celle-ci est également identique indépendamment du chargement utilisé et ce malgré une modification de l'épaisseur minimale de film lubrifiant dans le palier 1 (cf. figure 4.7d). Le comportement de l'huile PMA diffère ici de celui mesuré pour l'huile de base.

La figure 4.9 confronte les valeurs numériques aux valeurs expérimentales de l'essai chargé. Comme dans le cas d'essais "simples" (i.e. sans chargement), avec les huiles formulées, les hypothèses de calculs du modèle numérique (d'après [14]) ne permettent pas une prédiction fidèle des valeurs expérimentales.

Bien que légèrement supérieurs, ces écarts sont du même ordre de grandeur que ceux obtenus avec les essais sans chargement. Une augmentation de 29 % (soit  $18 \text{ mN.m}$ ) dans le cas présent (figure 4.9a), pour 24 % ( $14 \text{ mN.m}$ ) sans chargement (cf. figure 3.24). Et il en est de même pour la viscosité effective (figure 4.9b), qui est 24 % ( $5.5 \text{ mPa.s}$ ) plus faible que celle calculée avec la mesure de température du fluide dans les réservoirs, pour une perte de 18 %

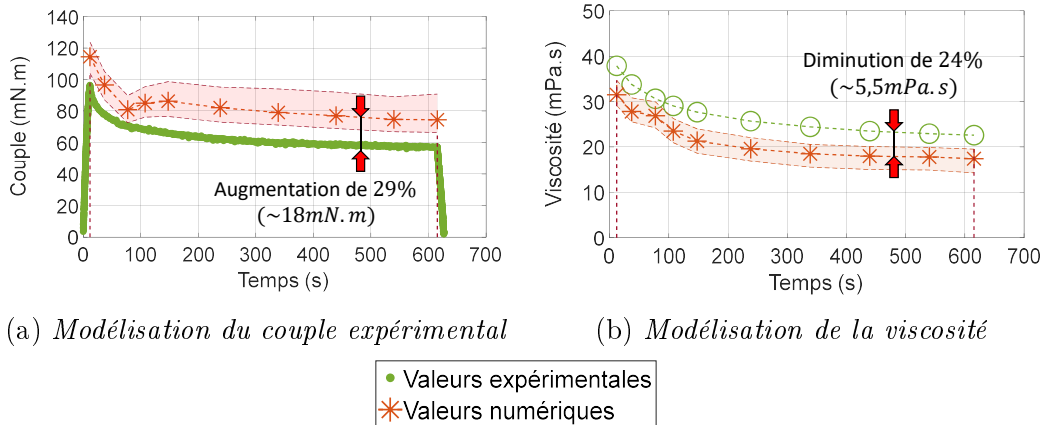


FIGURE 4.9 – Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l’huile PMA avec les valeurs numériques estimées dans le cas d’un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l’huile dans les réservoirs

(4 mPa.s) dans le cas de l’essai sans ajouts de balourds (figure 3.25).

Avec la diminution de l’épaisseur minimale, pour les essais chargés dynamiquement, ces écarts entre les valeurs numériques paraissent incohérents. Les valeurs de couple et de viscosité effectives devraient être moins importantes que celles de l’essai sans chargement additionnel. Cet écart peut en partie être imputé à la précision de la méthode d’estimation de l’extension de la zone de cavitation, dont les résultats sont ici quasi identique (cf. figure 4.8c). Les valeurs restent toutefois dans le même ordre de grandeur.

#### 4.1.3.1.2 Huile PMAf

La figure 4.10 représente les orbites 3D en fin de régime stationnaire de vitesse dans le cas de l’essai sans ajout de masse supplémentaire (figure 4.10a) et avec la charge critique appliquée (figure 4.10b). Les figures 4.10c et 4.10d illustrent respectivement les déplacements relatifs du centre de l’arbre dans le plan médian du palier 1 aux mêmes instants que les orbites 3D et leurs excentricités relatives moyennes au cours des essais.

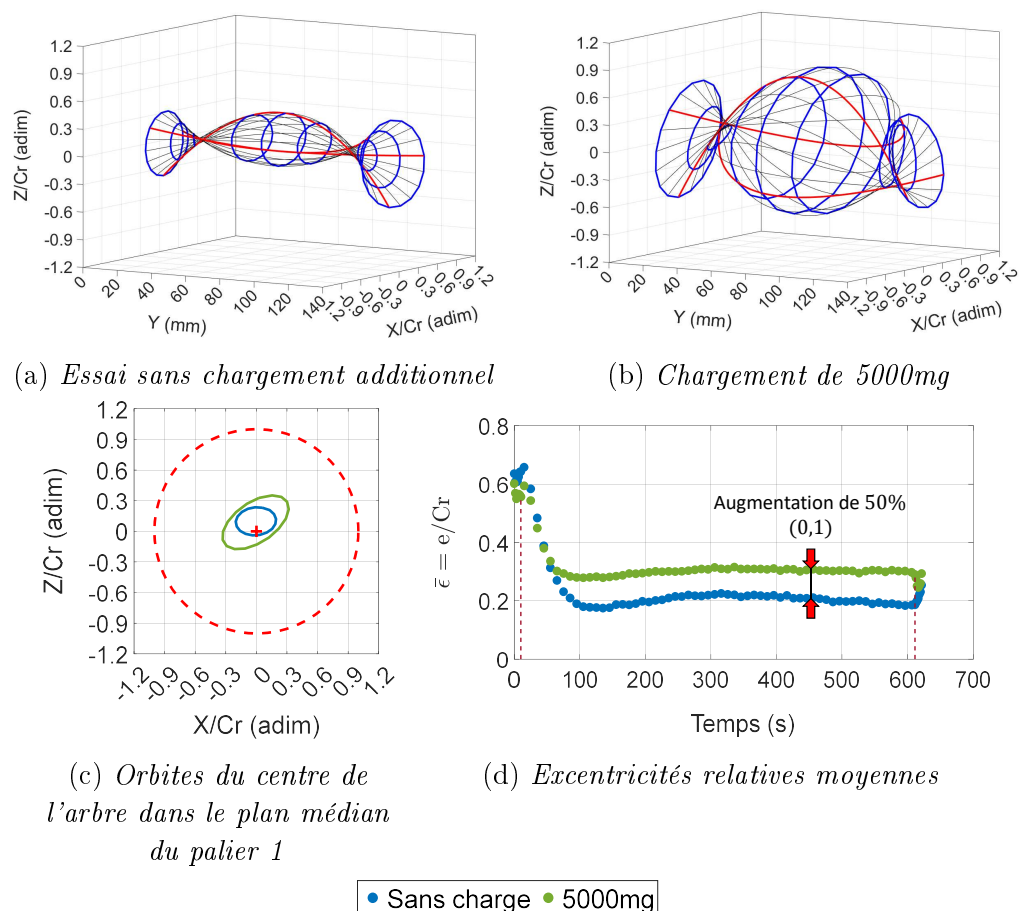


FIGURE 4.10 – Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu m$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour l'huile PMAf (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Essai sans balourds ajoutés pris à 653s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 643 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités relatives moyennes (d)

Les observations sont identiques à l'huile *PMA* : l'ajout des balourds amplifie la déformation de l'arbre (visible sur les orbites 3D) et plus particulièrement entre les paliers. Pour les films lubrifiants, la figure 4.10c montre également une augmentation de l'excentricité relative dans le palier 1 avec l'ajout de balourds impliquant une diminution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant au sein du palier.

Ceci se traduit sur la figure 4.10d par une augmentation de l'excentricité relative moyenne sur tout le régime stationnaire de vitesse de 50 % (*i.e.* 0.1), correspondant à une diminution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant d'environ  $0.54 \mu m$ . Ce qui est du même ordre de grandeur que ce qui a pu être déterminé dans le cas de l'huile *PMA*.

Les valeurs expérimentales de couple (figure 4.11a) et de variation de température (figure 4.11b), ne sont pas modifiées par l'ajout des balourds. Les angles de cavitations restent également identiques (figure 4.11c).

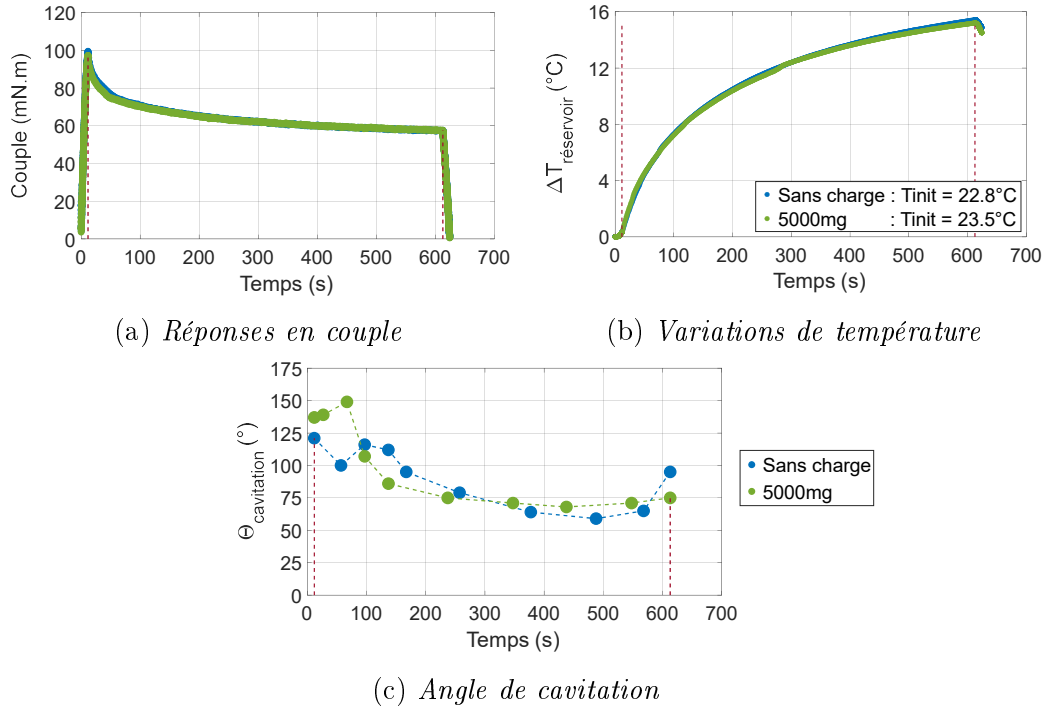


FIGURE 4.11 – Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai à vide avec l'huile PMAf (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min)

Quant à la modélisation du couple de frottement et de la viscosité effective de l'huile présente dans les paliers (respectivement figures 4.12a et 4.12b), comme sur l'essai de référence, elle surestime les valeurs expérimentales. De plus, on peut noter que ces écarts au cours du régime stationnaire de vitesse sont identiques à ceux obtenus pour l'essai de référence à vide avec la même huile. Une surestimation de 25 % (soit  $16 \text{ mN.m}$ ) pour le couple effectif par rapport à la valeur expérimentale, et une viscosité effective inférieure de 20 % ( $5 \text{ mPa.s}$ ) par rapport au cas sans ajout de balourds (figures des essais sans chargement dynamique 3.26 et 3.27).

Ces résultats vont dans le sens de l'hypothèse émise précédemment pour l'huile PMA concernant les différences des écarts des valeurs effectives avec les mesures expérimentales pour les essais chargés dynamiquement ou non.

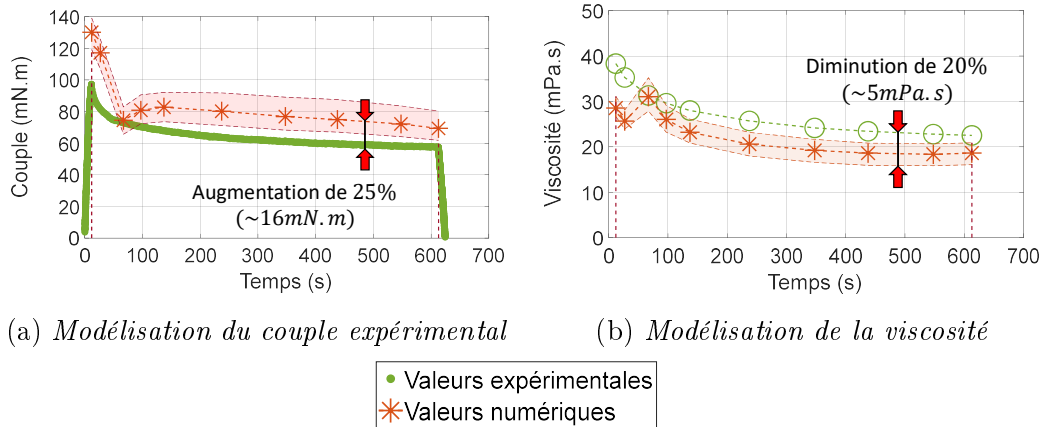


FIGURE 4.12 – Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile PMAf avec les valeurs numériques estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse à partir des données issues de l'analyse *in situ* (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosité sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs

Le chargement dynamique appliqué de 5000 mg sur l'arbre permet bien de réduire l'épaisseur minimale de lubrifiant cisailé (réduction du même ordre de grandeur  $0.54 \mu\text{m}$  pour  $0.6 \mu\text{m}$  dans le cas de l'huile PMA). En revanche les mesures de couple et de température ne sont pas impactées de façon significative, par la présence des balourds.

#### 4.1.3.2 Formulations à base de polymère HSD

Pour rappel, les huiles *HSD* et *HSDf* ont des viscosités respectives à  $25^\circ$  également très proches malgré leurs compositions différentes :  $\eta_{HSD} = 43.3 \text{ mPa.s}$  et  $\eta_{HSDf} = 43.7 \text{ mPa.s}$ . Ces huiles présentaient, dans les mêmes conditions expérimentales, des couples inférieurs à leurs homologues de l'ensemble PMA alors que ces dernières sont moins visqueuses. Les premières conclusions portaient sur l'hypothèse de potentiel comportement non Newtonien de ces huiles.

L'objectif ici est de voir si le chargement exacerbe ou non ce comportement.

##### 4.1.3.2.1 Huile *HSD*

Les orbites 3D des essais sans et avec chargement sont représentées respectivement sur les figures 4.13a et 4.13a. De nouveau on observe une augmentation de l'amplitude de déformation de l'arbre en fin de régime stationnaire de vitesse.



Ici les amplitudes relatives de déplacement du centre de l'arbre dans le palier 1 pour l'essai chargé (figure 4.13c) sont légèrement supérieures à celles de l'essai de référence sans charges supplémentaires. Il y a seulement une augmentation de 25 % (soit 0.05) sur l'excentricité relative moyenne (figure 4.13d). Ceci diffère des huiles de l'ensemble PMA avec une réduction de l'épaisseur minimale de "seulement"  $0.27 \mu\text{m}$  dans le cas présent.

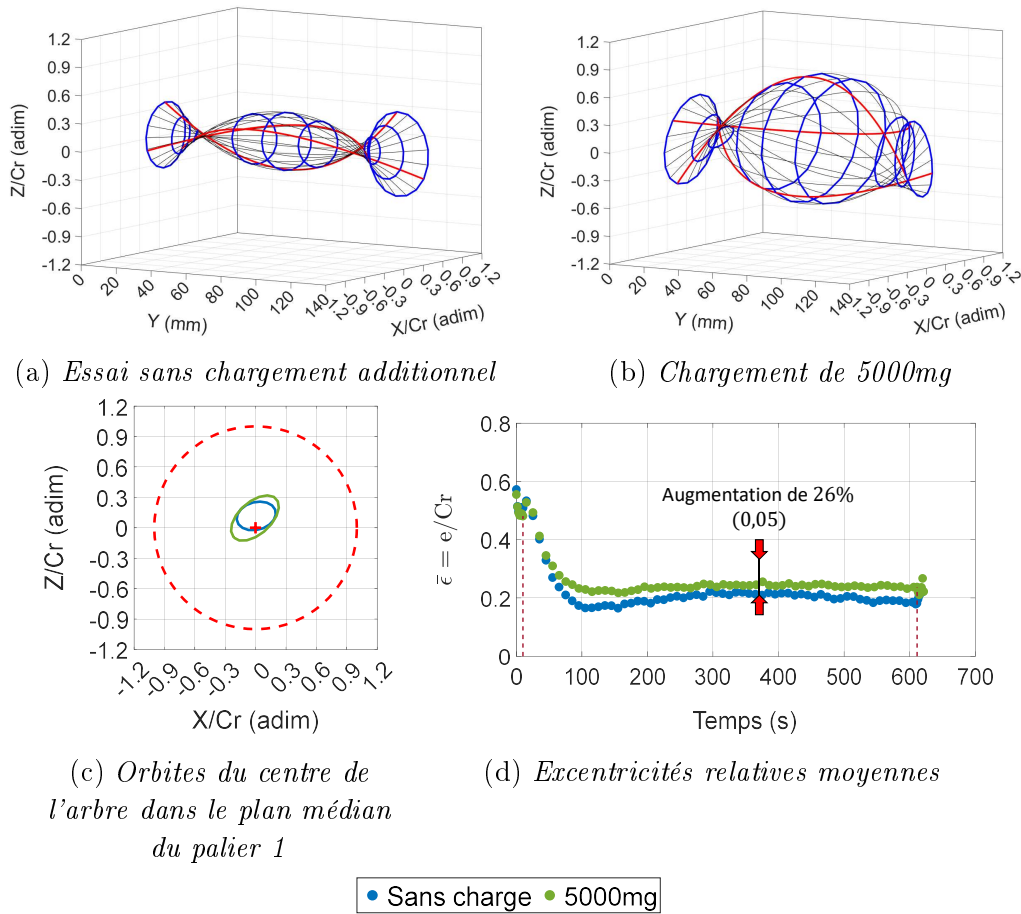


FIGURE 4.13 – Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu\text{m}$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile HSD (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Essai sans balourds additionnels pris à 642 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 636 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités relatives moyennes (d)

Les mesures de couple et de variations de température (respectivement les figures 4.14a et 4.14b) restent inchangées malgré l'ajout de balourds. Il en est de même pour les angles estimés de cavitation (figure 4.14c).

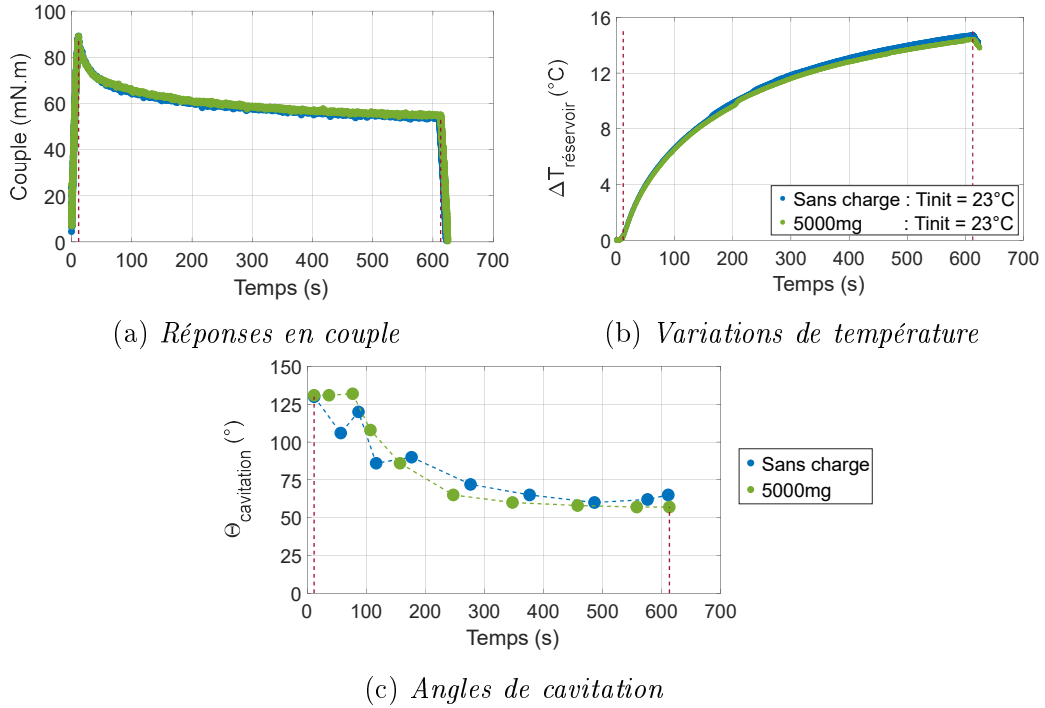


FIGURE 4.14 – Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d’huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) pour l’essai de chargement 5000 mg comparé à l’essai à vide avec l’huile HSD (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min)

La modélisation du couple numérique ainsi que la viscosité effective de l’huile dans les paliers sur le régime stationnaire de vitesse (respectivement 4.15a et 4.15b), permet d’observer, comme cela avait pu être le cas sur les essais de référence sans balourds supplémentaires, une différence accentuée entre les valeurs calculées et celles mesurées par rapport à l’ensemble PMA, tout en restant cependant du même ordre de grandeur que les valeurs sans chargement.

Le modèle numérique prévoit des couples effectifs en régime stationnaire de vitesse 62 % (soit 35  $\text{mN.m}$ ) supérieurs à la mesure et des viscosités effectives 38 % inférieures (11  $\text{mPa.s}$ ) par rapport à celles dans les réservoirs de lubrifiant.

Ces valeurs sont identiques à celles déterminées lors de l’étude sur l’impact de ce même modificateur de viscosité pour un essai à vide (cf. figure 3.32).

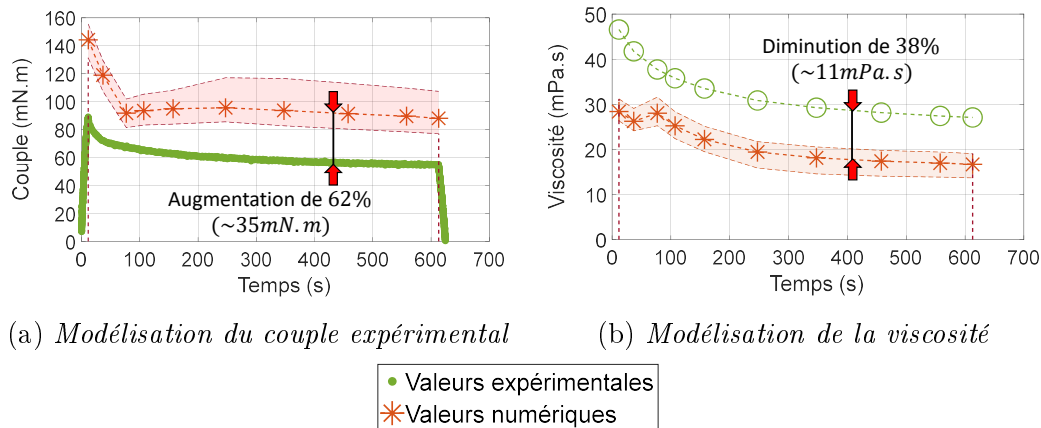


FIGURE 4.15 – Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l’huile HSD avec les valeurs numérique estimées dans le cas d’un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l’huile dans les réservoirs

Le chargement ne semble pas modifier le comportement général de l’huile HSD sous cisaillement, ne conduisant qu’à une légère variation de l’épaisseur de film lubrifiant ( $0.27 \mu\text{m}$ ). Son effet est imperceptible au niveau des prises de mesure de température et couple.

#### 4.1.3.2.2 Huile HSDf

De nouveau, les orbites 3D présentent sur les figures 4.16a et 4.16b (pour respectivement l’essai à vide et chargé), mettent en évidence la déformation plus importante de la ligne d’arbre avec un chargement au cours du régime stationnaire de vitesse. Cette augmentation de l’amplitude de déplacement du centre de l’arbre se répercute dans le plan médian du palier 1 sur lequel nous nous focalisons (figure 4.16c). Celle-ci a pour conséquence une augmentation de l’excentricité relative moyenne (figure 4.16d). Dans le cas présent, en régime établi de couple et de vitesse, on obtient une augmentation de cette excentricité relative moyenne de 50 % (soit environ 0.1). Ce qui correspond à une diminution de l’épaisseur minimale moyenne de  $0.54 \mu\text{m}$ .

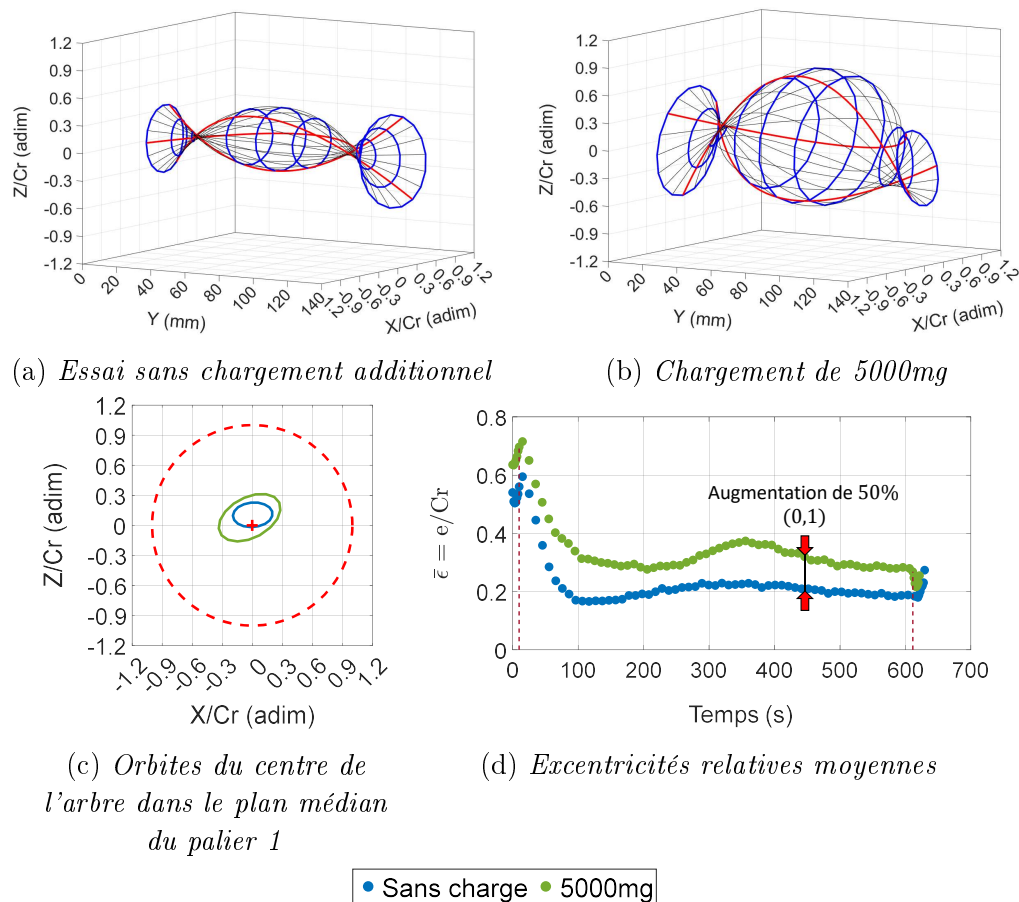


FIGURE 4.16 – Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu\text{m}$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile HSDf (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Essai non chargé dynamiquement pris à 649 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 640 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), et comparaison des excentricités relatives moyennes (d)

Comme précédemment, les mesures in situ ne semblent pas modifiées par l'ajout du chargement dynamique, les valeurs de couples (figure 4.17a) et de variation de température (figure 4.17b) sont identiques à celles obtenues sans chargement additionnel. Il en va de même pour les angles de cavitation estimés sur le régime stationnaire de vitesse (représentés sur la figure 4.17c).

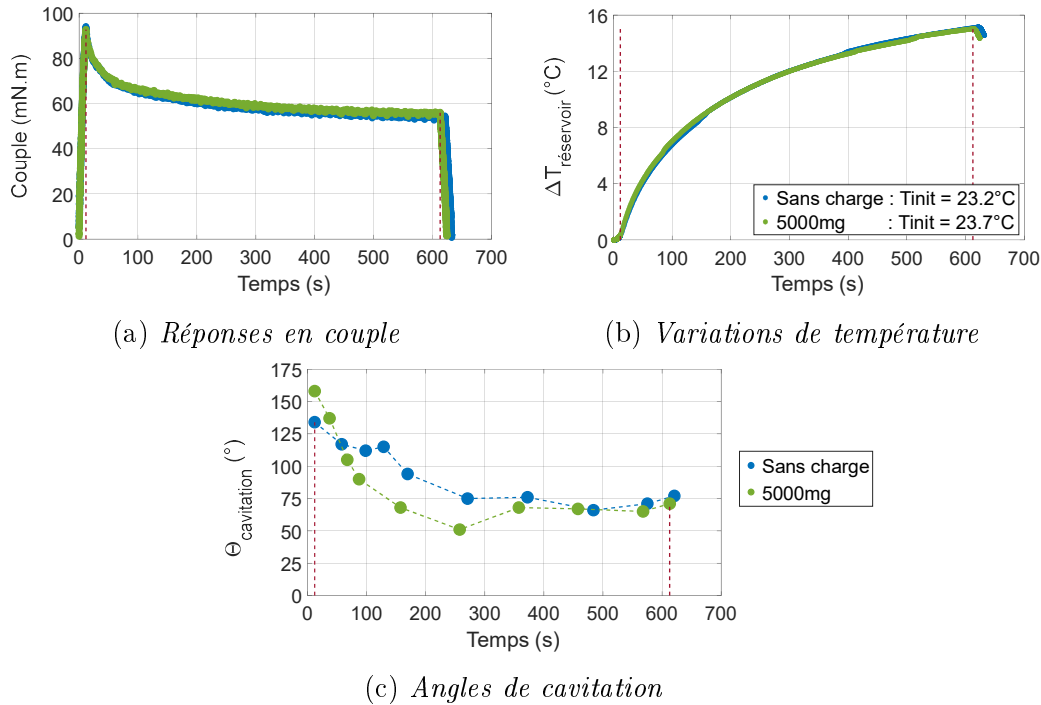


FIGURE 4.17 – Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d’huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^{\circ}$  (c) pour l’essai de chargement 5000 mg comparé à l’essai à vide avec l’huile HSDf (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min)

Enfin les valeurs de couple et de viscosité effectives déduites des simulations numériques au cours du régime stationnaire de vitesse dans le cas d’un essai chargé (représentées respectivement sur les figure 4.18a et 4.18b) diffèrent de la même façon que lors de l’essai sans masse supplémentaire. On a donc un écart moyen de couple de  $32 \text{ mN.m}$ , soit une estimation 58 % supérieure à la valeur expérimentale, et une viscosité effective moyenne 35 % inférieure (soit  $10 \text{ mPa.s}$ ) à la viscosité calculée en fonction de la température de l’huile dans les réservoirs d’huiles.

Ces écarts, bien que supérieurs à ceux déterminé dans le chapitre 3 (cf. figure 3.33) sans chargement additionnel, restent toutefois cohérents avec les valeurs issues des essais réalisés avec l’huile HSD. Cette divergence accentuée entre le modèle numérique et les données expérimentales, peut être liée à la méthode d’estimation de la zone de cavitation (comme cela à pu être le cas pour les huiles PMA), ainsi qu’au polymère **HSD** utilisé, qui semble avoir un comportement différent sous chargement.

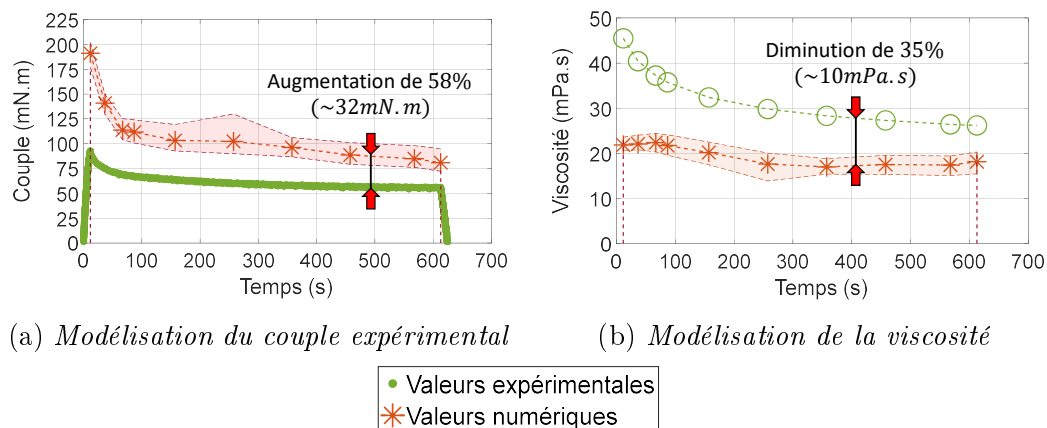


FIGURE 4.18 – Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile HSDf avec les valeurs théoriques estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs

Comme l'ensemble PMA, les chargements appliqués sur la ligne d'arbre pour les huiles HSD et HSDf nous permettent de modifier la dynamique de l'arbre en augmentant les amplitudes de déplacement de ce dernier. Bien que cela influe sur l'épaisseur minimale du film lubrifiant (plan médian du palier 1 prie comme référence), les valeurs de couple et de température restent inchangées.

De plus la modélisation utilisée, intégrant l'excentricité, donne des résultats similaires avec le même degré de précision.

#### 4.1.3.3 Bilan sur le couplage chargement-formulation

La formulation des lubrifiants conduit à une modification de l'excentricité relative moyenne, se manifestant ici par une augmentation de la portance hydrodynamique comme observé pour l'huile de base *Bo GrIII+* (cf. Chapitre 3). Cependant, l'effet du chargement sur l'extension de la zone de cavitation semble être compensé. En effet dans le cas de l'huile de base de référence, le chargement augmente de manière perceptible la portion angulaire occupé par la cavitation alors que cela n'est plus le cas lorsque les autres huiles formulées sont employées.

On remarque cependant que les deux modificateurs de viscosité (PMA et HSD), en huile additivée, n'ont pas le même comportement sous chargement dynamique. Bien que dans les deux cas l'excentricité relative moyenne aug-

mente pour les essais chargés dynamiquement, cette augmentation est deux fois moins importante pour l'huile *HSD* que pour l'huile *PMA* (respectivement 26 % contre 50 %), phénomène non visible pour les huiles formulées. Ce résultat laisse supposer un effet de la formulation et plus particulièrement du polymère **HSD**, sa forme ainsi que sa forte concentration dans l'huile (14.86 %<sup>m/m</sup>), pourrait expliquer ce résultat.

Ces différences n'influent toutefois que très peu sur le frottement mesuré avec l'utilisation d'huiles formulées, qui reste quasi identique à celui mesuré lors d'essais sans balourds ajoutés.

## 4.2 Texturation des portées de palier

Dans ce chapitre nous cherchons à modifier les conditions expérimentales d'écoulement et de cisaillement des films minces dans les paliers. Nous nous proposons dans cette partie de modifier l'état de surface au niveau des zones actives des paliers.

Du fait des dimensions des paliers (le diamètre nominal intérieur étant de 10 mm), la texturation des surfaces internes est difficile à réaliser. Ce sont donc les surfaces des arbres en regard des zones actives des paliers, les portées de palier, qui sont texturées.

### 4.2.1 Présentation des arbres texturés étudiés

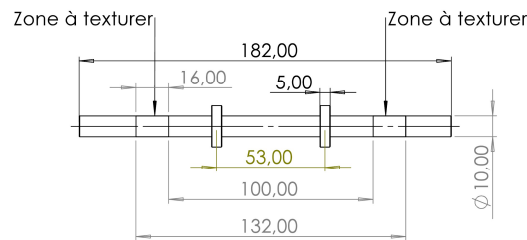
#### 4.2.1.1 Réalisation et caractérisation des textures étudiées

Les textures ont été réalisées par l'intermédiaire de l'entreprise Manutech-USD spécialisée dans la texturation de matériaux par Laser femtoseconde.

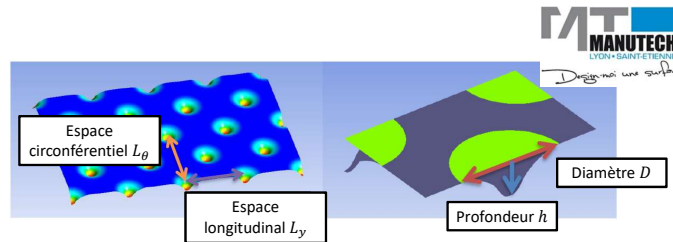
Les zones à texturer ont été définies au niveau des portées des paliers, plan de l'arbre présent sur la figure 4.19a.

Deux densités de surface ont été sélectionnées (valeurs nominales 5 % et 20 %) et les profondeurs de cavités varient entre 0.5  $\mu\text{m}$  et 10  $\mu\text{m}$ . Les paramètres de texturation sont présentes sur la figure 4.19b.

Au total 6 arbres ont été sélectionnés et caractérisés pour être texturés. Le contrôle de ces derniers a consisté en une caractérisation morphologique des portées de palier à l'aide d'un interféromètre Brucker pour mesurer la rugosité des surfaces avant et après texturation.



(a) Zones de texturation de l'arbre



(b) Paramètres de configuration des textures

FIGURE 4.19 – Présentation des zones de portées de paliers à texturer (a) avec les différents paramètres utilisés pour définir les textures souhaitées (b)

La figure 4.20 représente la topographie de l'arbre de référence au niveau de la portée de palier 1.

Les mesures réalisées sur l'ensemble des arbres montrent une rugosité moyenne assez importante avec une valeur de  $R_a$  de l'ordre de  $0.5 \mu m$ .

La figure 4.21 montre l'analyse d'une des portées de palier (du palier 2 pour le cas présent) dans le cadre d'un arbre texturé avec une densité surfacique nominale demandée de 20 % et des profondeurs nominales de cavités demandées de  $5 \mu m$ .

Le tableau 4.3 répertorie les différentes valeurs nominales et moyennes mesurées des profondeurs et des diamètres de cavités ainsi que leur densité surfacique.

Le cahier des charges a globalement été respecté en termes de diamètre et de densité. En revanche, les profondeurs obtenues ne correspondent pas à la demande initiale. Malgré cela, trois arbres permettent de comparer 2 à 2 l'effet de la profondeur (arbres A4 et A6) à iso-densité et l'effet de la densité (arbres A1 et A4) à iso-profondeur.

Les arbres grisés ont été exclus de l'étude après une caractérisation métrologique fine pour les raisons listées en Annexe C.



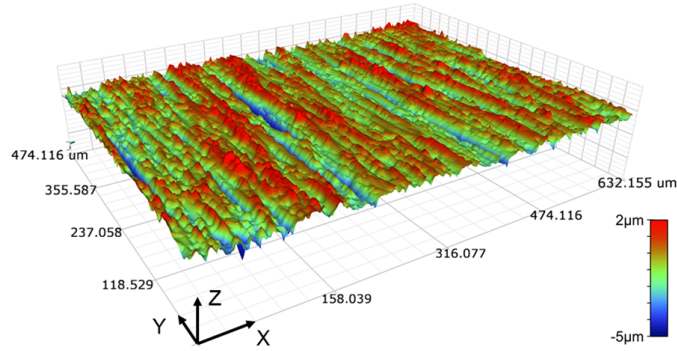


FIGURE 4.20 – Image topographique de l'arbre lisse de référence observé à l'interféromètre Brucker au niveau de la portée de palier 1 avec un grossissement  $(\times 5 \times 2)$  mode VXI

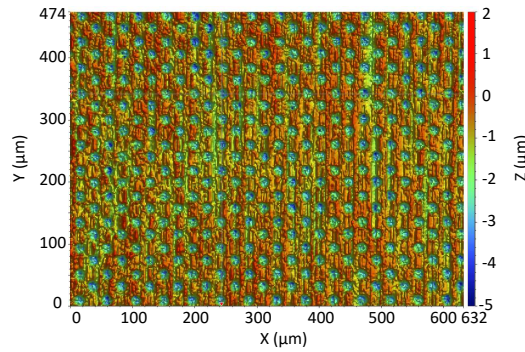


FIGURE 4.21 – Image topographique de l'arbre texturé avec densité surfacique demandé 20% et des profondeurs de cavité  $5\mu\text{m}$  observé à l'interféromètre Brucker au niveau de la portée de palier 2 avec un grossissement  $(\times 5 \times 2)$  mode VXI (arbre A5)

Numéro d'arbre	Jeu radial ( $\mu\text{m}$ )		Diamètre ( $\mu\text{m}$ )		Densité (%)	$L_{\Theta}$ ( $\mu\text{m}$ )	$L_Y$ ( $\mu\text{m}$ )	Profondeur ( $\mu\text{m}$ )		
Arbre lisse	5	5.37								
1	5	6.04	15	14.9	5	4.7	84	84	0.5	0.9
2	5	/	15	12.8	5	3.7	84	84	5	7
3	5	/	15	13.8	5	4.2	84	84	10	$\oplus 8$
4	5	5.77	15	13.8	20	16.2	42	42	0.5	0.8
5	5	5.34	15	12	20	12	42	42	5	1.8
6	5	4.79	15	13	20	13.6	42	42	10	2.4

Valeurs nominales

Valeurs mesurées moyennes

TABLE 4.3 – Paramètres des textures réalisés sur les arbres étudiés. Les arbres 2,3 et 5 ne sont pas reenus après la caractérisation finale

### 4.2.1.2 Définition des jeux radiaux

Bien que nous représentions les déplacements en valeurs adimensionnées depuis le début du chapitre 4, il est ici important de connaître les jeux radiaux pour chaque couple arbre/paliers, afin de pouvoir comparer de manière fiable le comportement du film fluide en fonction des différentes textures utilisées. Les résultats présentés avec l'arbre de référence prennent déjà en compte la mesure du jeu radial.

Différents arbres sont donc utilisés pour étudier l'impact de la texturation. Ces derniers ayant tous une métrologie différente, des mesures ont été faites en salle dédiée à l'aide d'une colonne de mesure et d'un pied à coulisse avec une précision respective de  $1.1 \mu\text{m}$  et  $1.6 \mu\text{m}$ . Afin d'assurer des valeurs moyennes de référence fiables pour chaque arbre, un grand nombre de mesures a été réalisé (une cinquantaine par arbre). Les résultats sont consignés dans le tableau 4.3.

Le palier instrumenté avec les capteurs ultrasons étant difficilement transportable, seul le micromètre intérieur a été utilisé pour cet alésage. Le reste des mesures sur le diamètre intérieur des paliers a été réalisées sur le second palier de la ligne d'arbre. On considère donc la valeur moyenne représentative des diamètres intérieurs des paliers.

## 4.2.2 Effet de la texturation

Pour déterminer l'effet de la texturation, et plus spécifiquement de la densité et la profondeur des cavités, l'étude est limitée à des essais de référence avec l'huile de référence *Bo GrIII+*.

Pour chaque paramètre, les essais sont dans un premier temps réalisés sans ajout de masses supplémentaire puis un chargement supplémentaire est appliqué pour exacerber les comportements observés.

### 4.2.2.1 Densité de texturation à iso profondeur ( $\sim 0.8 \mu\text{m}$ )

Le premier paramètre analysé est la densité surfacique de texturation. Les arbres utilisés sont, outre l'arbre de référence **Aref**, les arbres **A1** et **A4** avec des densités surfaciques de texturation respectives de 4.7 % et 16.2 % pour des profondeurs de cavité similaires ( $0.9 \mu\text{m}$  et  $0.8 \mu\text{m}$ ).

4.2.2.1.1 Essais sans chargement additionnel

La modification de l'état de surface par la réalisation de cavités sur les portées de palier a un effet sur la réponse du film mince sous cisaillement. La figure 4.22 représente les évolutions du couple, de la variation de température ainsi que des angles de cavitation estimés au cours des essais.

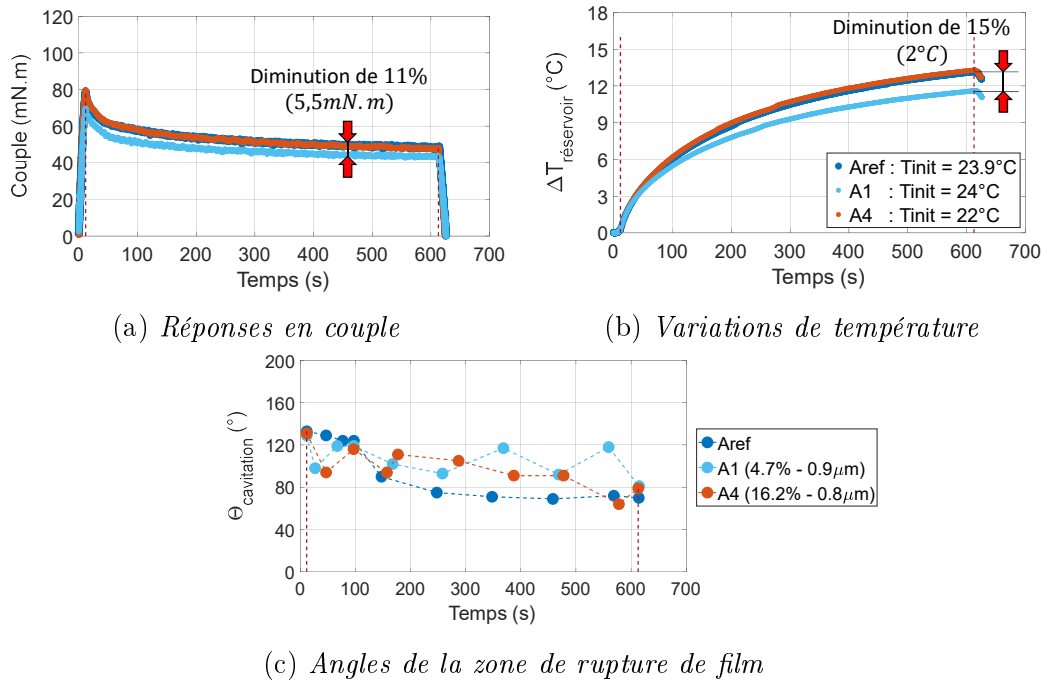


FIGURE 4.22 – Mise en évidence des effets de la densité de texturation sur le couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d’huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c). Essais réalisés sans ajout de charge supplémentaire (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Alors que la plus forte densité (i.e. 16.2 %) portée par l’arbre **A4** ne modifie ni la réponse en couple obtenu ni l’évolution de la température (cf. respectivement figures 4.22a et 4.22b), l’arbre **A1** avec la plus faible densité de texturation réduit le couple de 4 % (soit  $5.5 \text{ mN.m}$ ) par rapport à une surface lisse et la température des réservoirs de 15 % ( $2^\circ\text{C}$ ) en fin de régime stationnaire par rapport à la référence.

Les arbres texturés présentent des valeurs d’angles de cavitation estimés légèrement supérieurs à ceux de l’essai de référence. Cependant, compte tenu de l’incertitude d’estimation, on peut supposer que les valeurs sont similaires

(figure 4.22c). Il est intéressant de noter que les valeurs tendent à converger sur le début et la fin du régime stationnaire de vitesse pour les arbres texturés.

Malgré la faible profondeur des cavités, une faible densité de texturation génère donc une réduction de la réponse en frottement globale des films minces cisailés en diminuant le couple et la température de l'huile sans pour autant modifier notablement la cavitation.

La figure 4.23 permet, au travers des orbites adimensionnées extrapolées dans le palier 1 et les excentricités relatives moyennes, de rendre compte de la dynamique des arbres. La faible densité de texturation, portée par l'arbre **A1**, modifie significativement la dynamique de l'arbre en augmentant son amplitude de déplacement (voir figure 4.23a) : cela engendre des excentricités relatives moyennes qui sont plus que doublées, avec une augmentation de 113 % (soit 0.25), par rapport à celles obtenues pour l'arbre lisse **Aref** (sur figure 4.23b).

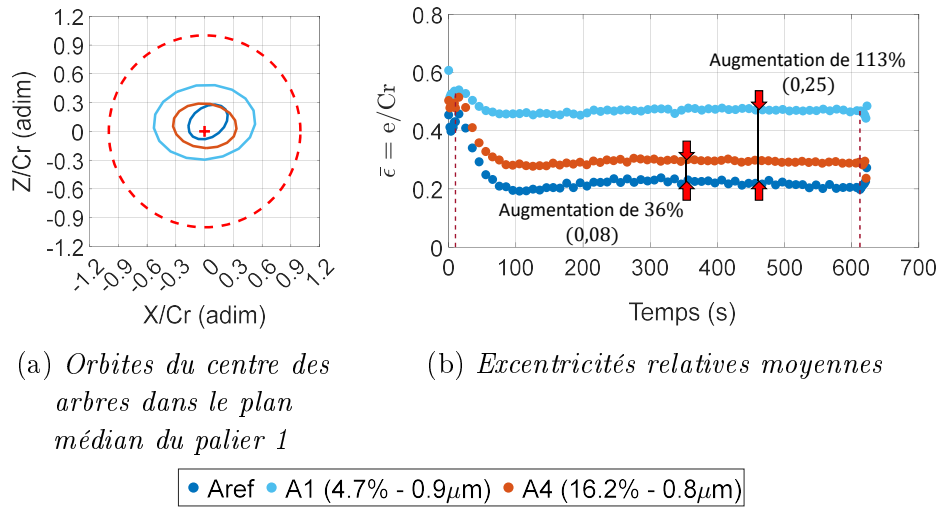


FIGURE 4.23 – Effet de la densité de texturation sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai pris dans le même plan. Essais réalisés sans balourds additionnels (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Malgré un impact quasi nul sur les réponses en frottement, la plus forte densité de texturation engendre une modification, certes plus faible mais notable du comportement de la ligne d'arbre avec une augmentation de l'amplitude et de l'excentricité relative moyenne de 36 % (0.08).

En conclusion, pour ces essais de référence sans ajout de balourds, la densité de la texturation des surfaces avec des cavités de faible profondeur (plus faible que le jeu radial) a un impact notable sur la réponse des films minces cisailés et sur la dynamique de la ligne d'arbre. Les plus grands effets sont observés pour une faible densité de texturation (ici pour une valeur de 4.7 %) : réduction du frottement et de l'échauffement du lubrifiant au sein des paliers.

Nous avons montré précédemment que le chargement supplémentaire exacerbait le comportement dynamique par le biais d'une modification de l'excentricité relative moyenne. Il semble donc intéressant de coupler cette variation à celle mesurée avec la texturation.

#### 4.2.2.1.2 Densité de texturation avec arbre chargé dynamiquement

Comme dans le paragraphe 4.1, seule la charge maximale de l'étude est utilisée, soit un chargement nominal de 5 *g*, suivant la procédure déjà présentée.

La figure 4.24 recense les résultats de couple (figure 4.24a), de variations de température (figure 4.24b) et d'angles de cavitation (figure 4.24c) pour les essais chargés.

L'arbre avec les textures de moindre densité, **A1**, offre une réponse en couple et une élévation de température du lubrifiant au sein des réservoirs d'huile des paliers moins importante que dans le cas de surfaces lisses, confirmant la tendance précédemment observée. Les écarts avec la surface lisse de référence sont toutefois plus faibles que précédemment.

Le couple mesuré est inférieur à celui de l'arbre de référence de 2.7 *mN.m* (soit une diminution de 6 %) avec un échauffement inférieur de seulement 4 % (0.5 °C) du fluide dans les réservoirs.

Dans le cas de l'arbre **A4**, les observations sont identiques au cas non chargé ; les valeurs de couples et d'élévation de la température du lubrifiant restent identiques à celles préalablement obtenues avec des surfaces lisses.

Quant à la cavitation, comparé aux cas sans masse ajoutée, le "classement" des arbres est légèrement changé. Nous avons vu précédemment que le chargement avait, sur l'arbre lisse, pour effet d'augmenter la position angulaire occupée par la cavitation, cette tendance n'est pas suivie par les arbres texturés. En effet, ici les extensions de la zone de cavitation sont quasiment inchangées par rapport au cas à vide. Une moins grande dispersion des valeurs est également observable.

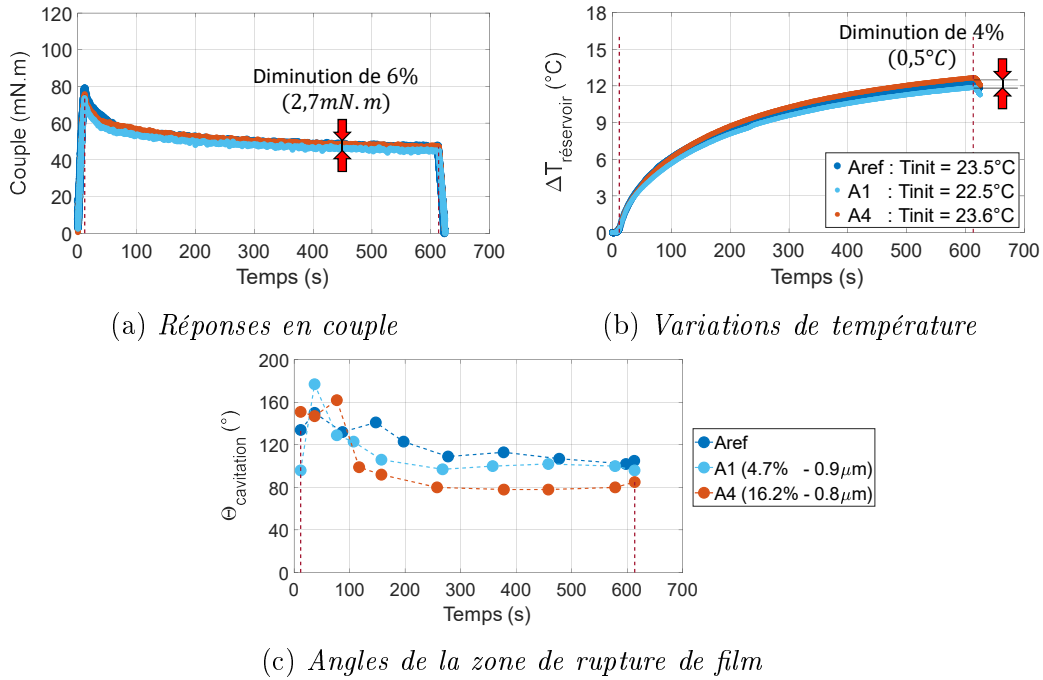


FIGURE 4.24 – Mise en évidence des effets de la densité de texturation sous chargement sur les réponses en couple (a), les variations de température (b) mesurées dans les réservoirs d’huile des paliers ainsi que sur les longueurs de cavitation estimées à  $\pm 30^\circ$  (c) (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Les valeurs de l’arbre **A1** sont toutefois assez proches de celles mesurées pour l’arbre de référence, tandis que pour la densité surfacique plus importante l’écart au niveau du régime stationnaire de vitesse est en moyenne de  $35^\circ$  (valeur supérieure à l’incertitude d’estimation).

En résumé, pour des surfaces texturées, le chargement semble avoir l’effet inverse du cas lisse de référence sur la zone de rupture de film en diminuant la portion angulaire. Cet effet semble cependant moins prononcé pour une faible densité de texturation, ce qui est somme toute assez cohérent.

Bien qu’une faible densité de texturation permette toujours de diminuer la dissipation pour le frottement et l’élévation de température, ces gains sont moins importants que dans le cas d’essais non chargés. Le chargement semble donc atténuer les effets des textures et tendre à uniformiser les résultats avec ceux obtenus avec des surfaces lisses.

Pour ce qui est de la dynamique des arbres, le chargement augmente les amplitudes de déplacement de la fibre neutre de manière significative. Cela est notamment visible sur la figure 4.25a avec les orbites adimensionnées. La faible densité de texturation engendre des amplitudes de déplacement plus importantes.

Les excentricités relatives moyennes (figure 4.25b), montrent la même tendance. Ici les différences avec l'arbre lisse sont encore plus marquées, 55 % d'augmentation pour l'arbre **A6** (soit une excentricité relative moyenne supérieur d'environ 0.15) et jusqu'à 130 % (0.35) pour l'arbre **A1** qui a une densité surfacique inférieure (4.7 %).

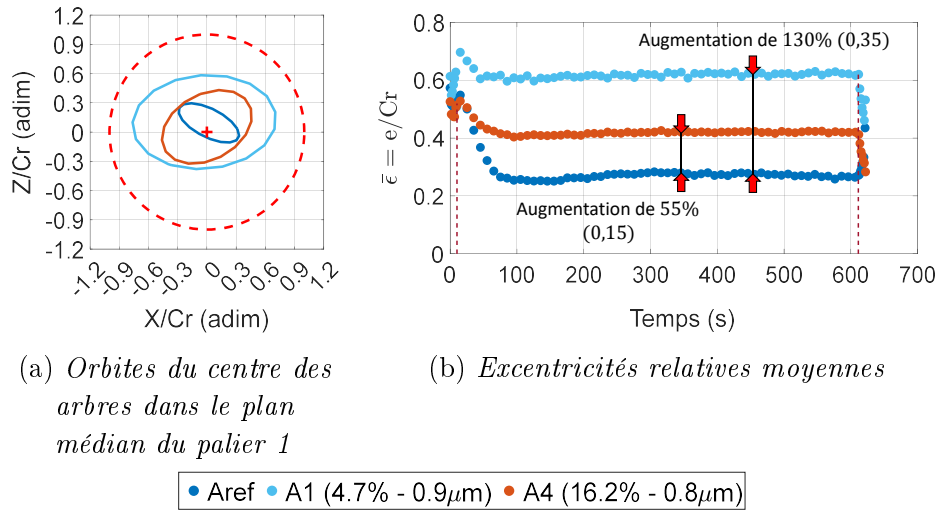


FIGURE 4.25 – Effet de la densité de texturation sous chargement (5 g) sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai (Accélération : 0.31 m.s<sup>-2</sup> ; Vitesse consigne : 3.67 m.s<sup>-1</sup> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

En présence de chargement, on retrouve l'influence de la faible texturation sur la diminution du frottement ainsi que de l'échauffement du lubrifiant. Ce gain est cependant moindre par rapport au cas d'essai à vide. Le chargement génère donc un amoindrissement des effets des textures malgré une modification significative de la dynamique des paliers.

#### 4.2.2.1.3 Discussion sur l'effet de la densité

La densité surfacique des cavités semble être une composante importante de l'influence de la texturation sur le comportement du film hydrodynamique.

En effet, les résultats ont montré qu'une faible densité de texture (ici 4.7 % portée par l'arbre **A1**) à faible profondeur réduisait notablement le frottement ainsi que l'échauffement du lubrifiant au sein des paliers, et ce tout en augmentant l'excentricité relative moyenne (l'épaisseur minimale du film lubrifiant est donc réduite).

Les variations de température ne sont pas cohérentes avec celles des couples. Les essais sont réalisés avec des températures initiales similaires avec une valeur moyenne pour tous les essais présentés de 23.2 °C avec un écart-type de 0.7, soit un écart de 3 % (en termes de viscosité, cela représente une valeur moyenne initiale du fluide de 28.8 *mPa.s* avec un écart-type de 0.8, soit 3 % d'écart également). Dans ces conditions, pour une élévation moindre de la température, la viscosité du lubrifiant devrait être plus élevée (surtout dans notre gamme de températures) engendrant a priori un frottement et donc un couple plus important. Ceci est en contradiction avec nos résultats de frottement.

De plus nous avons vu que bien que la dynamique soit modifiée, les angles de cavitation sont eux assez proches du cas de référence (tendance un peu différente avec le chargement mais globalement identique). L'hypothèse qui semble émerger repose sur le fait que la texturation serait responsable d'une altération de l'écoulement avec des problématiques de recirculation du lubrifiant au sein même des cavités [34][77].

Cette hypothèse sera discutée lors de la comparaison avec le calcul numérique du frottement obtenu avec le modèle numérique [14] reposant sur des hypothèses de surfaces lisses et d'écoulement laminaire (voir 4.2.2.3).

Le chargement amoindrit l'effet de la texturation observée avec l'arbre lisse de référence, bien que l'arbre **A1** avec la plus faible densité surfacique de textures induise une réduction du frottement.

#### 4.2.2.2 Profondeur de texturations à iso densité ( $\sim 15$ %)

Nous étudions maintenant l'impact de la profondeur des cavités sur les réponses hydrodynamiques et dynamiques.

Les arbres utilisés sont les arbres **A4** et **A6**, avec des profondeurs respectives de 0.8  $\mu m$  et 2.4  $\mu m$ . Les résultats obtenus sont également comparés avec l'arbre lisse de référence **Aref**.



#### 4.2.2.2.1 Essais sans chargement dynamique supplémentaire

La figure 4.26 présente les mesures du couple (figure 4.26a), la température du réservoir (figure 4.26b) et l'évolution du secteur angulaire occupée par la cavitation dans le premier palier (figure 4.26c).

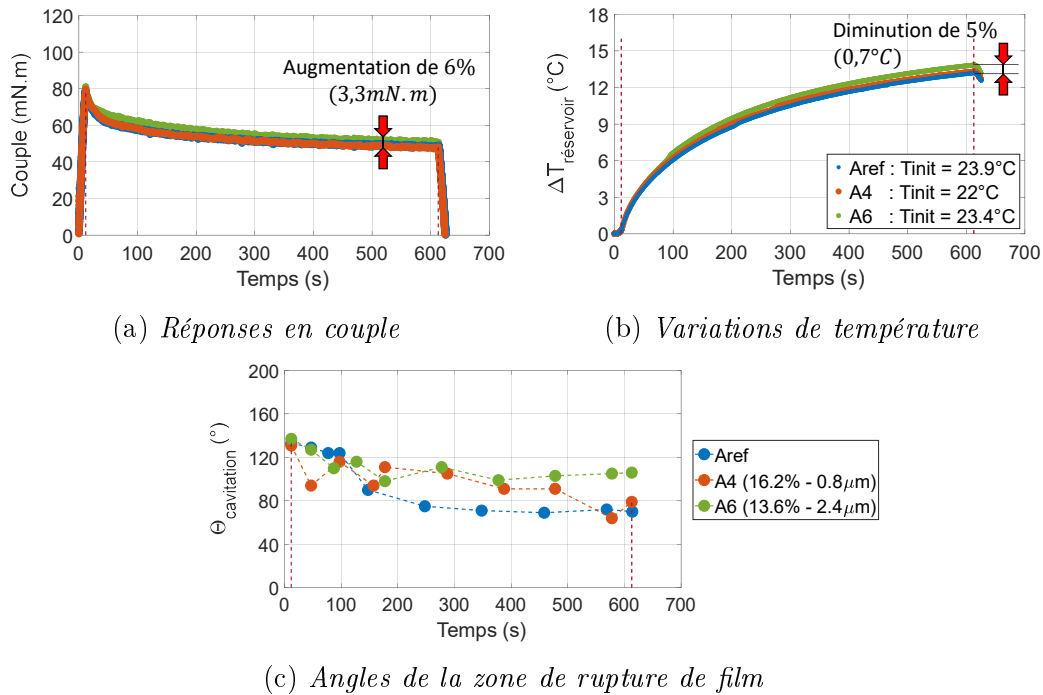


FIGURE 4.26 – Mise en évidence des effets de la profondeur de texturation sur les réponses en couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c). Essais réalisés sans chargement dynamique additionnel (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

L'augmentation de la profondeur des textures semble avoir un impact moindre sur les réponses hydrodynamiques des films minces que la diminution de la densité surfacique. De plus les effets sont contraires à ce qui est recherché. Les valeurs de couple et de température sont supérieures aux valeurs mesurées pour des surfaces lisses. Le couple est en moyenne 6 % supérieur (soit environ  $3.3 \text{ mN.m}$ ) pour une élévation de température supérieure de  $0.7^\circ\text{C}$  (5 % d'échauffement supplémentaire par rapport à l'arbre **Aref**).

Pour ce qui est de la cavitation, à l'instar de ce qui avait été observé dans le cadre des essais analogues pour la densité, la profondeur des textures ne modifie pas les angles de cavitation. Ceux-ci sont légèrement supérieurs à ceux obtenus avec l'arbre lisse. Ces extensions de cavitation sont plus stables au

cours de l'essai dans le cas de l'arbre **A6** (arbre avec des profondeurs de cavités de  $2.4 \mu\text{m}$ ).

L'excentricité ainsi que les amplitudes de déplacement sont plus fortement impactées par la profondeur des cavités.

Les faibles profondeurs de cavité ( $0.8 \mu\text{m}$ ) de l'arbre **A4**, donnent une légère augmentation de 36 % de l'excentricité relative moyenne au cours de l'essai (soit 0.08). Les cavités plus profondes induisent un écart plus important, correspondant à une augmentation de 61 %, soit une différence de l'ordre de 0.15 (voir figure 4.27b), impliquant donc une forte diminution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant (de  $1.7 \mu\text{m}$ ).

Cela est également visible sur la figure 4.27a, qui montre l'augmentation des amplitudes de déplacement des centres d'arbres pour les essais étudiés avec la profondeur des cavités.

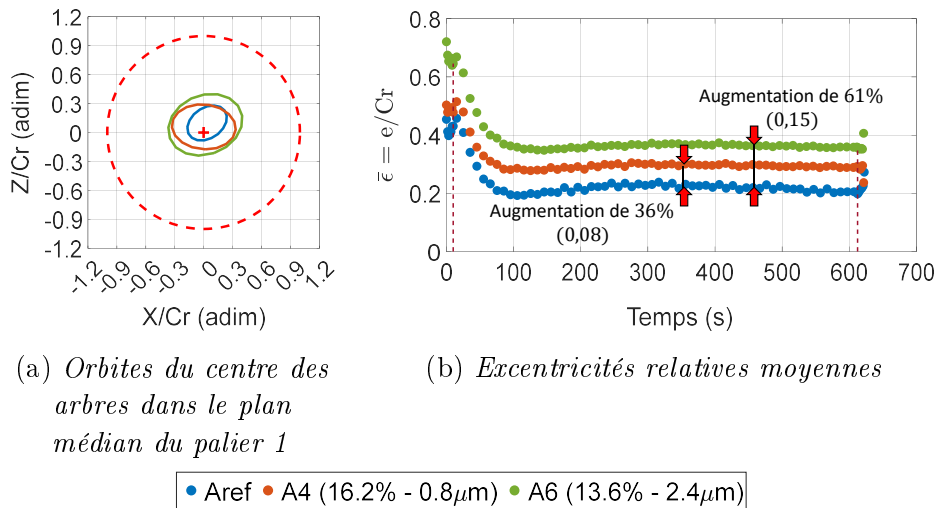


FIGURE 4.27 – Effet de la profondeur de texturation sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leurs excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai. Les tests sont réalisés avec les arbres nus sans ajouts de balourds supplémentaires (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

En résumé, ces résultats illustrent bien l'impact de la profondeur des texturations en hydrodynamique : à iso densité de texturation, l'augmentation de la profondeur des cavités engendre une augmentation du couple, une faible élévation de la température du lubrifiant au sein du palier et une augmentation de l'excentricité relative moyenne.

#### 4.2.2.2 Profondeur de cavité avec arbre chargé dynamiquement

Dans le cadre de l'étude de l'influence de la densité surfacique des textures, nous avons pu voir que le chargement avait tendance à estomper les effets de cette altération d'état de surface. Nous nous proposons donc d'en faire de même ici pour la profondeur de cavité, avec des charges d'une masse totale de 5 g.

La figure 4.28 montre les mesures du couple, l'élévation de température et les estimations de l'extension de la cavitation dans le cadre de ces essais chargés.

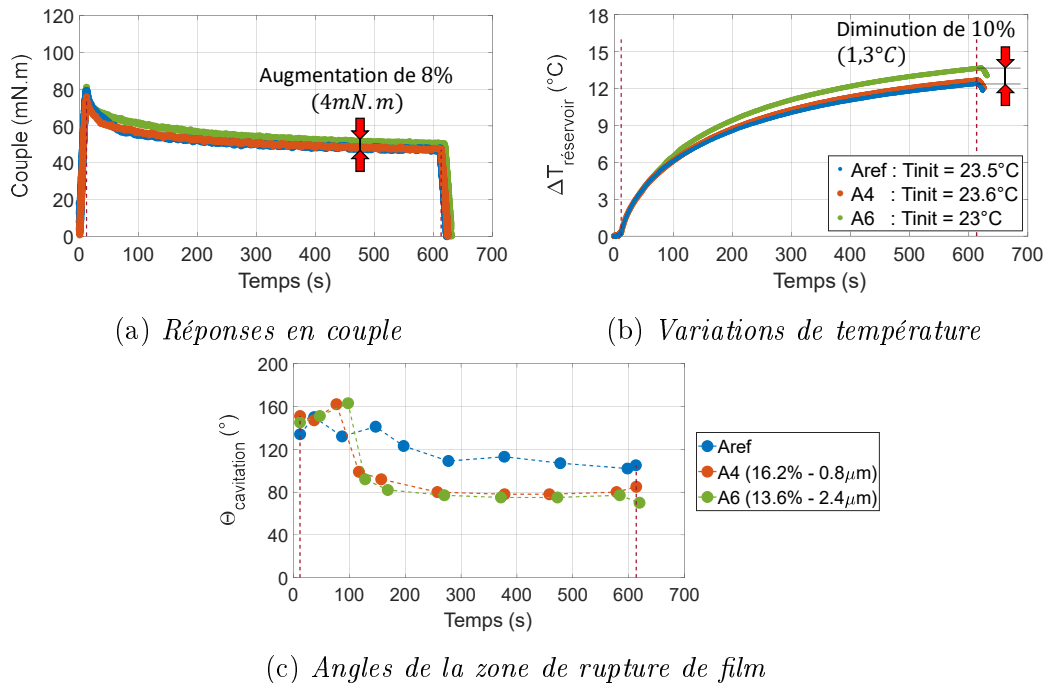


FIGURE 4.28 – Mise en évidence des effets de la profondeur de texture sous chargement (5 g) sur les réponses en couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Les tendances observées pour les essais sans chargement dynamique sont également valable ici. Les écarts sont du même ordre de grandeur (avec des augmentations pour l'arbre **A6** de 8 % pour le couple et de 10 % pour la température). Seules les évolutions de l'extension de la bulle de cavitation diffèrent pour des réseaux de cavités de densités variables, à iso-profondeur.

Les angles de cavitation estimés pour l'arbre **A6** (4.28c) sont identiques à ce qui avait été déterminé pour l'arbre **A4** précédemment avec des valeurs inférieures à celles de la référence de  $35^\circ$  (écart supérieur à l'erreur d'estimation). Une plus faible dispersion des données est également notable.

La figure 4.29 permet de représenter les effets de la profondeur des cavités avec chargement sur la dynamique des arbres et l'évolution de l'épaisseur du film fluide.

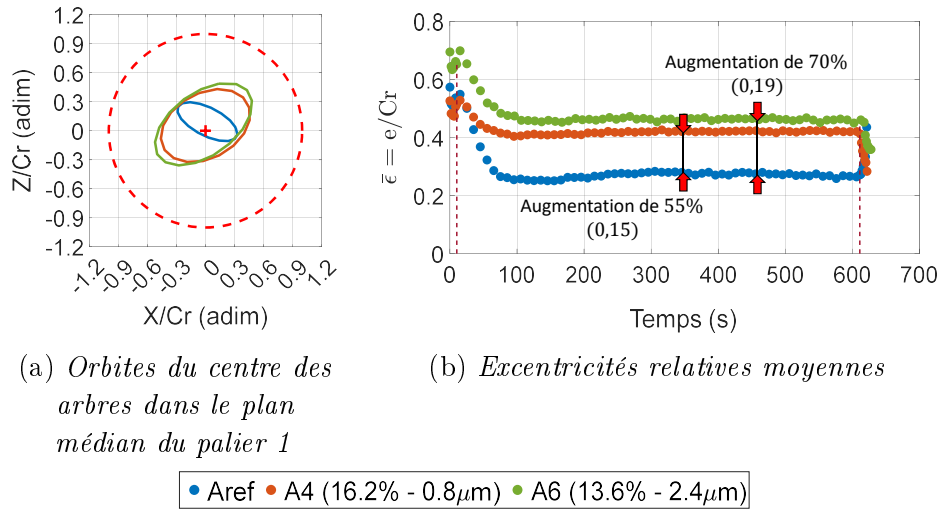


FIGURE 4.29 – Effet de la profondeur des cavités sous chargement (5 g) sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)

Les amplitudes de déplacement des arbres texturés sont ici encore supérieures à celles de la référence dans les paliers (cf. figure 4.29a). L'introduction de la texturation est responsable de cette évolution, quasi indépendamment de la valeur de la profondeur.

Cela se confirme avec les excentricités relatives moyennes (figure 4.29b, où l'on constate que très rapidement les valeurs de  $\bar{\epsilon}$  obtenues pour les arbres **A4** et **A6** sont très proches : 0.04 d'écart sur le régime stationnaire de vitesse (avec des augmentations par rapport à **Aref** de respectivement 55 % et 70 %).

Le chargement ne fait qu'amplifier légèrement les tendances définies dans le cadre des essais à vide. Pour une même densité surfacique de texturation, l'augmentation de la profondeur des cavités marque une augmentation du frot-

tement et de l'échauffement du lubrifiant au sein des paliers.

Pour ce qui est de la zone de rupture de film, le chargement tend à diminuer la portion angulaire occupée par la cavitation (tendance déjà décelée dans la partie sur l'étude de l'impact de la densité surfacique).

Dans le cas présent le chargement semble avoir un effet prédominant par rapport à la profondeur des cavités. En effet, les valeurs estimées sont identiques pour les arbres **A4** et **A6**. Il en est de même pour la dynamique des arbres impactée par le chargement avec des amplitudes et des excentricités relatives moyennes supérieures au cas de référence, et ce à cause de la texturation présente sur les surfaces des portées de paliers. En revanche, la profondeur de la cavité n'induit qu'un changement assez faible.

#### **4.2.2.3 Discussion sur l'influence de la profondeur de cavité**

Pour des densités surfaciques comparables, une plus grande profondeur de cavité engendre une augmentation du frottement dans les paliers ainsi qu'une élévation de la température du lubrifiant.

De nouveau, on retrouve la contradiction entre les résultats de température et ceux de couple. Pour des températures initiales assez proches, dans le cadre d'un frottement purement visqueux, une élévation de température plus importante devrait induire une réduction du frottement. Ce n'est pas le cas ici. Une modification de l'écoulement liée à la présence des cavités est donc probable et pourrait expliquer ces tendances.

Concernant la dynamique des rotors et la cavitation, la profondeur des textures n'a pas d'impact majeur. Les écarts entre les valeurs obtenues avec les arbres **A6** et **A4** sont ici assez faibles.

Indépendamment de la profondeur, la présence d'un chargement dynamique ne modifie pas, ou peu, le comportement.

Dans un contexte de réduction du frottement, les texturations présentant des cavités profondes sont à éviter.

#### **4.2.2.3 Modélisations des résultats obtenus avec des surfaces texturées et premières pistes de compréhension**

Reposant sur l'hypothèse de surface lisse, le modèle numérique utilisé n'est ici pas applicable en l'état. Pour nous placer dans des conditions analogues nous permettant de modéliser le couple, nous nous proposons de calculer des

jeux radiaux "équivalents" qui vont prendre en compte les propriétés des schémas de textures utilisés (*i.e.* densité surfacique et profondeur de cavité).

Le jeu radial équivalent  $C_{req}$  d'un arbre  $A_X$  est donc calculé comme suit :

$$C_{req}(A_X) = \frac{(100 - D_{surfacique}(A_X))}{100} \times C_r + \frac{D_{surfacique}(A_X)}{100} \times (C_r + H_{cavite}(A_X)) \quad (4.1)$$

où  $D_{surfacique}$  correspond à la densité surfacique en (%) et  $H_{cavite}$  la profondeur moyenne des cavités.

Reprenant les valeurs déjà présentes dans le tableau 4.3, le tableau 4.4 répertorie les différents jeux radiaux équivalents utilisés pour modéliser les couples effectifs, calculés numériquement, pour les arbres texturés.

Numéro d'arbre	Jeu radial $C_r$ ( $\mu m$ )	Densité $D_{surfacique}$ (%)	Profondeur $H_{cavite}$ ( $\mu m$ )	Jeu radial équivalent $C_{req}$ ( $\mu m$ )
1	6.04	4.7	0.9	6.085
4	5.77	16.2	0.8	5.9
6	4.79	13.6	2.4	5.12

TABLE 4.4 – *Jeux radiaux équivalents utilisés pour la modélisation des couples effectifs des essais réalisés avec des arbres texturés*

Connaissant l'excentricité relative moyenne, la variation de température et l'extension de la zone de cavitation, le modèle numérique est alors utilisé, avec ces nouvelles valeurs de jeux radiaux, pour calculer le frottement au sein de paliers lisses "équivalents".

La figure 4.30 compare le frottement mesuré au frottement calculé numériquement pour les arbres **A1**, **A6** et **A4** sans et avec chargement dynamique.

Dans le cas des essais non chargés dynamiquement, la prise en compte du jeu radial équivalent permet de modéliser convenablement les couples des arbres avec la densité surfacique la plus importante (**A4** et **A6**). Ce qui n'est pas le cas pour l'arbre **A1**.

Avec l'ajout des balourds, le calcul numérique surestime le frottement expérimental et ce qu'importe les arbres, comme nous avons déjà pu le voir lors de l'étude du chargement.

Cette différence est accentuée pour la faible densité de texturation avec des cavités peu profondes (arbre **A1**) et réduite pour les grandes densités, indépendamment de la profondeur des cavités (arbres **A6** et **A4**).

Il est possible de corréliser les différences pour le cas des essais chargés dynamiquement aux valeurs mesurées d'excentricité relative moyenne 4.31.

Cette corrélation souligne le rôle de la dynamique de l'arbre sur le comportement du film mince fluide. Cette dynamique est perturbée par la présence de la texturation qui modifie l'écoulement du fluide.

Un phénomène de recirculation du fluide au sein des cavités pourrait justifier cette évolution, comme l'ont montré numériquement J. Rebufa *et al.* [34][77]. La figure 4.32 issue de [34] présente cette recirculation calculée numériquement en résolvant localement les équations de Navier-Stokes.

### 4.2.3 Comportement des huiles formulées avec surface texturées

#### 4.2.3.1 Sans chargement dynamique

Dans un premier temps les réponses hydrodynamiques des huiles sont étudiées avec des essais à vide, sans masses ajoutées.

Les mesures de couple, de variation de température, de portion angulaire occupée par la cavitation ainsi que de l'excentricité relative moyenne sont synthétisées sur la figure 4.33. Pour chaque huile, les valeurs des écarts obtenus sont représentées par rapport à l'essai de référence réalisé dans les mêmes conditions avec l'arbre lisse de base.

Par soucis de comparaison, les résultats obtenus avec l'huile de base *Bo GrIII+* sont également représentés dans cette figure.

Dans le cas du couple (figure 4.33a), des angles de cavitation (figure 4.33c) et des excentricités relatives moyennes (figure 4.33d), les écarts entre les arbres texturés et la référence sont moyennés sur la majeure partie du régime stationnaire de vitesse (de 100 s à 600 s correspondant à la zone de stabilisation du couple).

Les équations 4.2, 4.3 et 4.5 détaillent les moyennes réalisées pour obtenir ces écarts.  $A_X$  représente un arbre texturé (**A1**, **A4** ou **A6**).

$$\overline{\Delta C} = \frac{1}{500} \sum_{i=100s}^{600s} C_{A_X}(i) - C_{A_{ref}}(i) \quad (4.2)$$

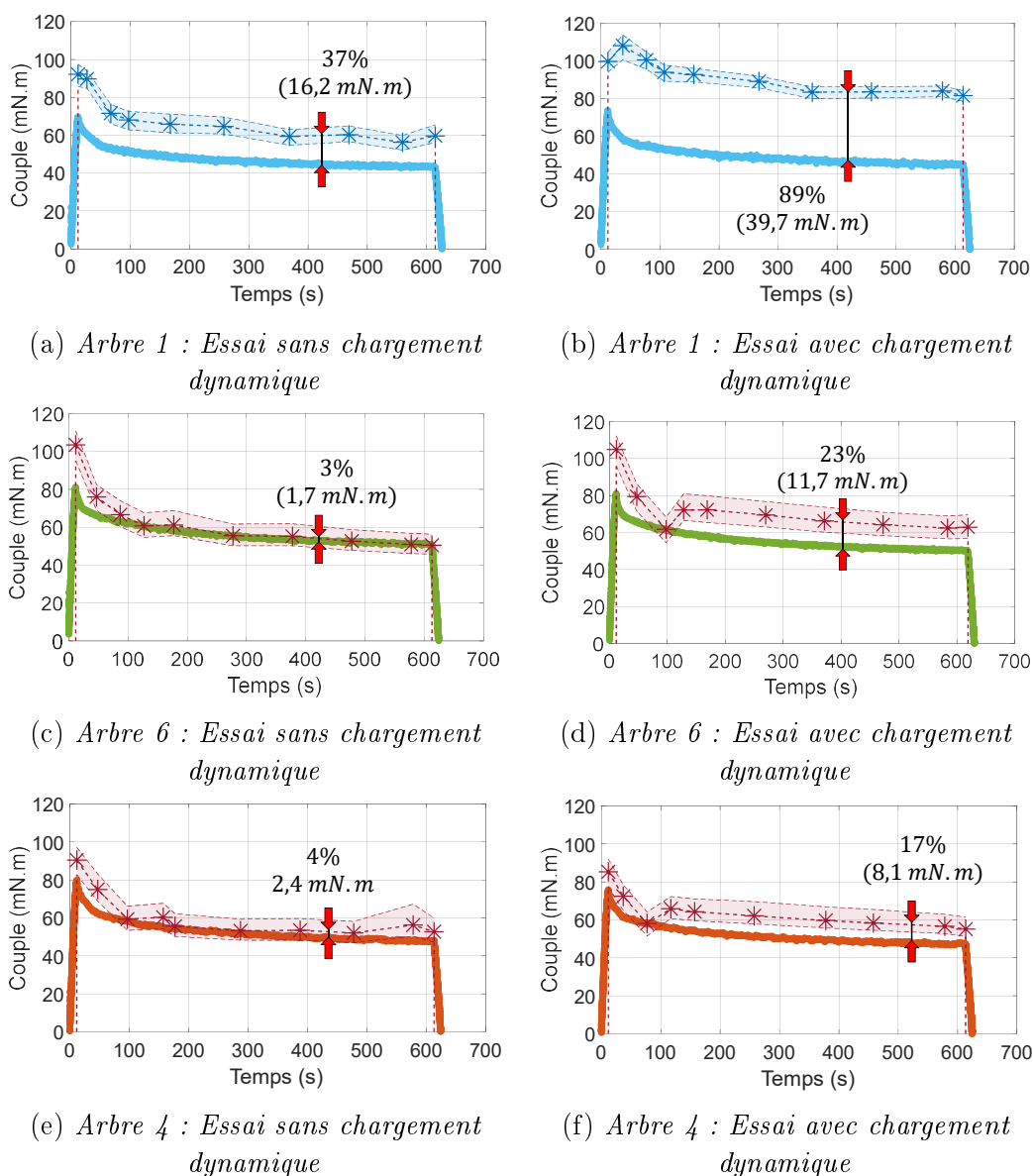


FIGURE 4.30 – Comparaisons des couples mesurés et simulés numériquement au cours d’essais chargés ou non dynamiquement (masse de 5 g) et réalisés avec les différents arbres texturés. L’essai sans balourds additionnels est présenté en premier. Les résultats issus de l’arbre **A1** sont présents sur les figures (a) et (b), ceux de l’arbre **A6** sur (c) et (d) et pour l’arbre **A4** sur (e) et (f) (Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$ ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min; Huile utilisée : Bo GrIII+)



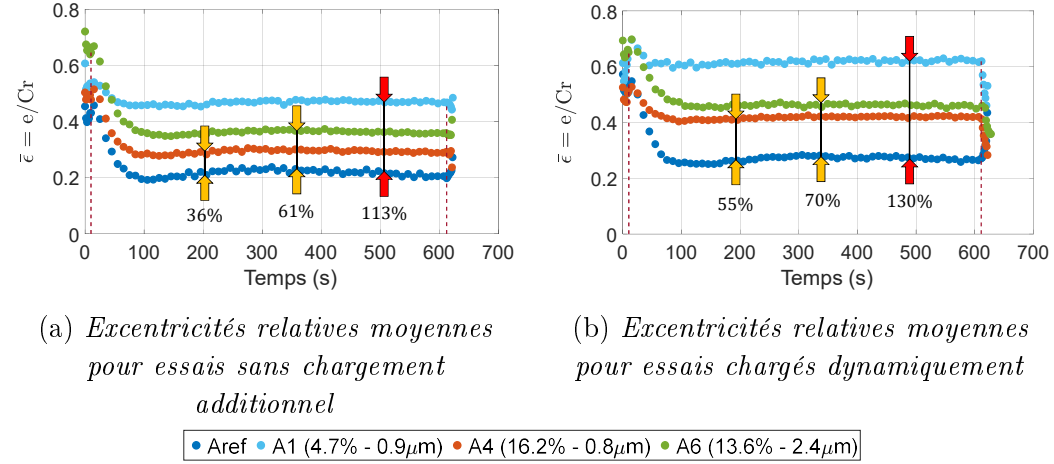


FIGURE 4.31 – Évolutions des excentricités relatives moyennes des différents arbres texturés pour des essais sans chargement dynamique (a) et avec (b) (Accélération : 0.31  $\text{m.s}^{-2}$ ; Vitesse consigne : 3.67  $\text{m.s}^{-1}$  pendant 10 min; Huile utilisée : Bo GrIII+)

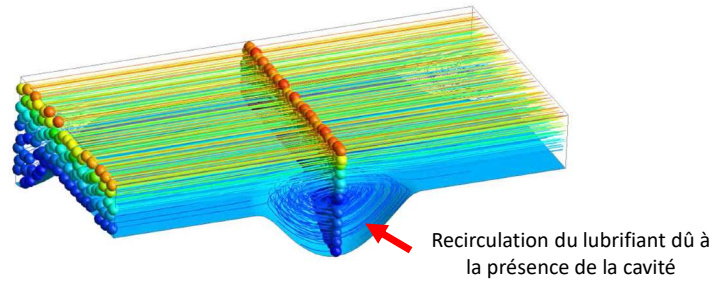


FIGURE 4.32 – Modélisation numérique de l'écoulement d'un fluide dans un palier texturé avec des cavités, réalisé à partir de l'équation de Navier-Stokes [34]

$$\overline{\Delta\Theta_{cav}} = \overline{\sum_{i=100s}^{600s} \Theta_{cav_{A_X}}(i) - \Theta_{cav_{Aref}}(i)} \quad (4.3)$$

$$\overline{\Delta\bar{\varepsilon}} = \overline{\sum_{i=100s}^{600s} \bar{\varepsilon}_{A_X}(i) - \bar{\varepsilon}_{Aref}(i)} \quad (4.4)$$

La figure 4.33b ne présente quant à elle que les écarts des variations de température obtenus en fin de régime stationnaire de vitesse, calculé comme

suit :

$$\Delta\Delta T = \Delta T_{Ax}(f_{stat}) - \Delta T_{Aref}(f_{stat}) \quad (4.5)$$

$f_{stat}$  renvoie à la fin du régime stationnaire de vitesse.

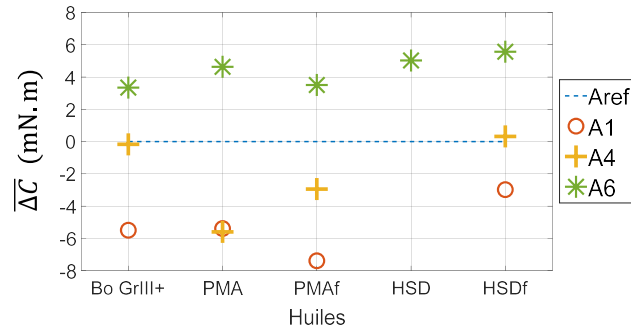
Les températures initiales de lubrifiants au début de chaque essai sont répertoriées dans le tableau 4.5.

	<i>Bo GrIII+</i>		<i>PMA</i>		<i>PMA<sub>f</sub></i>		<i>HSD</i>		<i>HSD<sub>f</sub></i>	
	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s
<i>Aref</i>	23.9	28.1	22.7	39.2	22.8	40	23	47.1	23.2	47
<i>A1</i>	24	27.9	23.5	37.8	24	38.1			23.4	46.7
<i>A4</i>	22	30.3	24.2	36.7	24.2	37.8			23.6	46.3
<i>A6</i>	23.4	28.6	22.6	39.2	23.1	39.5	23.1	46.9	24.2	45

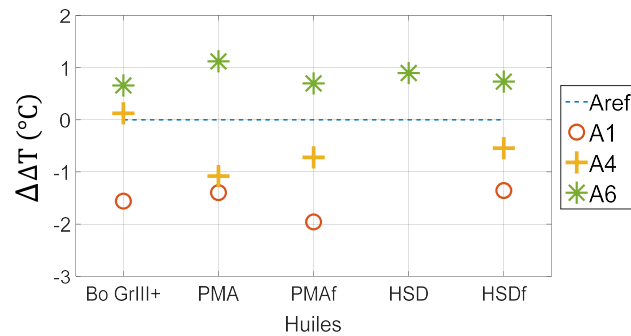
TABLE 4.5 – Valeurs de température et de viscosité du lubrifiant au début de chaque essai

Avec les huiles formulées, on retrouve à la figure 4.33a, une diminution du couple pour la texturation de faible profondeur et faible densité (**A1**) et une augmentation du couple pour la texturation de forte profondeur et forte densité (**A6**), comme avec l'huile de base *Bo GrIII+*. La réponse mesurée pour la texturation intermédiaire (**A4** : faible profondeur et forte densité de texturation) dépend de la formulation : le couple diminue pour l'ensemble PMA mais reste constant pour l'huile *HSD<sub>f</sub>*.

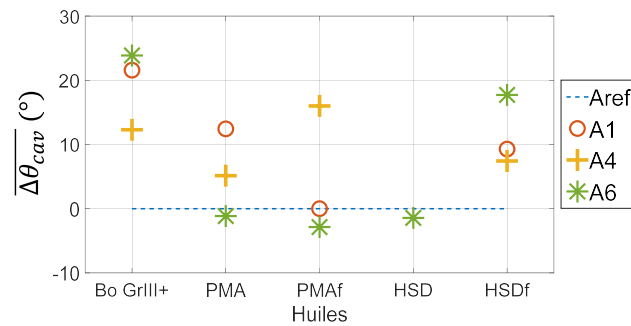
Un résultat similaire est obtenu pour la température de l'huile dans les réservoirs en fin d'essai (figure 4.33b). Ces tendances semblent exclusivement liées à l'état de surface des arbres et la formulation n'a que très peu d'impact sur les variations de température, relativement à l'arbre lisse.



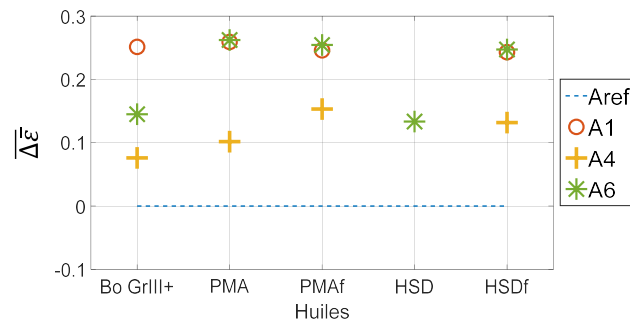
(a) Écart de couple



(b) Variations de température en fin de régime stationnaire de vitesse



(c) Estimations de la portion angulaire occupée par la bulle de cavitation ( $\pm 30^\circ$ )



(d) Excentricités relatives moyennes

FIGURE 4.33 – Comparaison des écarts de couple (a), des variations de température (b), des portions angulaires des zones de rupture de film (c) ainsi que des excentricités relatives moyennes (d) par rapport à un essai de référence réalisé avec un arbre lisse pour les différentes huiles. Pour les arbres **A1** (4.7 % ;  $0.9 \mu\text{m}$ ), **A4** (16.2 % ;  $0.8 \mu\text{m}$ ) et **A6** (13.6 % ;  $2.4 \mu\text{m}$ ). Accélération :  $0.31 \text{ m.s}^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 \text{ m.s}^{-1}$  pendant 10 min

La zone de cavitation (cf. figure 4.33c) est modifiée par le couplage texturation-formulation, indépendamment de la valeur initiale de viscosité. Ce résultat semble indiquer un fort effet de la formulation probablement dû à l'adsorption d'un film limite. La présence de celui-ci pourrait "écarter" l'influence de la texturation observée pour l'huile de base. En revanche, il serait intéressant de déterminer la portion angulaire avec une meilleure résolution afin de confirmer cette tendance.

Enfin, l'excentricité relative moyenne est faiblement dépendante de la formulation, la texturation de surface gouverne l'augmentation de l'excentricité relative moyenne, comme le montre la figure 4.33d.

En résumé, la présence de texturation gouverne les mécanismes de frottement au premier ordre : une réduction du frottement ainsi qu'une augmentation de l'excentricité relative moyenne sont obtenues pour les faibles densités associées à de faibles profondeurs de cavités. En revanche, l'extension de la zone de cavitation est essentiellement influencée par le lubrifiant, et peu sensible (dans la limite de résolution des mesures) à la texturation de surface.

#### 4.2.3.2 Essais chargés dynamiquement

De la même manière, les résultats avec chargement dynamique sont présentés sur la figure 4.34. Les températures initiales des lubrifiants, ainsi que leur viscosité, pour chaque essai de chargement sont répertoriées dans le tableau 4.6.

	<i>Bo GrIII+</i>		<i>PMA</i>		<i>PMA<sub>f</sub></i>		<i>HSD</i>		<i>HSD<sub>f</sub></i>	
	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s	$T_{init}$ °C	$\eta_{init}$ mPa.s
<i>Aref</i>	23.4	28.5	23.2	38.4	23.5	38.8	23	47.2	23.7	46.2
<i>A1</i>	22.5	29.7	23.2	38.4	24.2	37.7	23	47.2	23.5	46.5
<i>A4</i>	23.5	28.4	23	38.6	23.8	38.3	22.9	47.3	24.2	45
<i>A6</i>	23	29	23.4	38.1	24.2	37.7	23.2	46.8	24.6	44.4

TABLE 4.6 – Valeurs de température et de viscosité du lubrifiant au début de chaque essai chargé dynamiquement avec une masse totale de 5g

Avec le chargement dynamique, l'ensemble des valeurs de couple obtenues avec les arbres texturés diminuent par rapport à la référence (cf. figure 4.34a). Bien qu'avec les faibles profondeurs de cavités (**A1** et **A4**), les écarts avec l'arbre lisse sont sensiblement identiques à ce qui a été vu précédemment sans chargement dynamique additionnel.

Pour l'arbre **A6** (arbres avec les cavités les plus profondes de  $2.4 \mu m$ ), le couple est similaire au cas de référence pour l'ensemble des huiles formulées, ce qui diffère de ce qui a pu être constaté avec les essais sans chargement dynamique.

Les minima de couple sont ici encore atteints avec les huiles PMA.

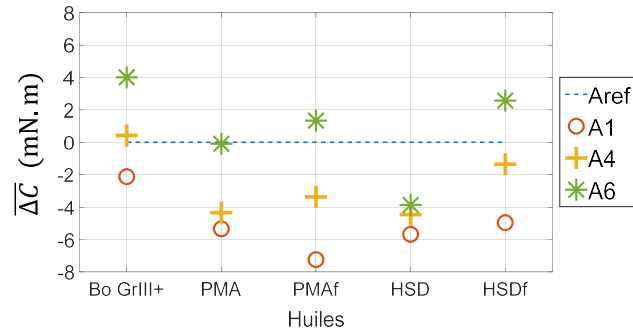
Les écarts d'échauffement des huiles dans les réservoirs (figure 4.34b) ne sont pas impactés par l'ajout de balourds par rapport à la référence. Les tendances liées à la texturation sont identiques aux essais étudiés précédemment. La formulation ne semble donc pas jouer un rôle prépondérant sur la température avec la présence de cavités sur les portées de palier (relativement au cas lisse).

Bien que nous restions ici encore dans la marge d'erreur liée à la méthode d'estimation de la zone angulaire occupée par la cavitation, l'effet du couplage texturation-formulation est ici confirmé avec la présence du chargement dynamique (figure 4.34c). La formulation semble toutefois rester le paramètre prépondérant sur l'établissement de cette zone de rupture de film, écartant l'effet de la texturation.

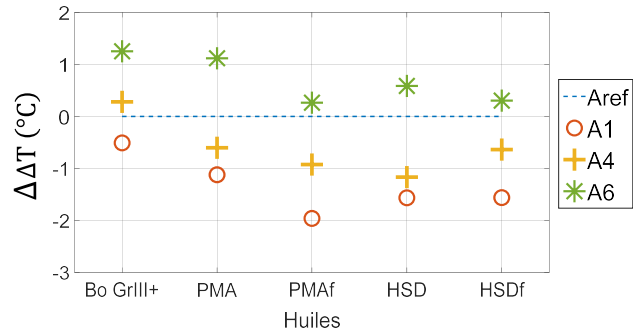
Quant à l'excentricité relative moyenne (figure 4.34d), le chargement n'a pas d'effet notable sur les écarts entre les valeurs issues des arbres texturés et la référence par rapport aux cas sans chargement additionnel. Les valeurs restent plus élevées avec les surfaces texturées et ce indépendamment de la formulation de l'huile.

La présence de chargements dynamiques accentue les effets "positifs" de la texturation d'un point de vue du frottement. Une diminution générale du couple pour les arbres avec des surfaces texturées par rapport au cas lisse est induite par l'ajout de balourds. Réduction qui est ici aussi plus importante avec les huiles PMA et plus particulièrement dans le cas de l'arbre **A1** (faible densité surfacique et faible profondeur de cavité).

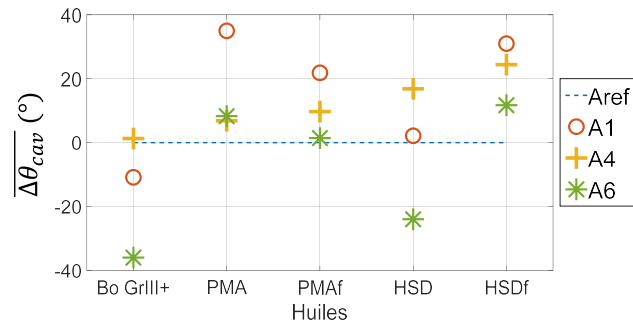
Outre cela, le chargement dynamique ne modifie pas les tendances définies précédemment. Dans l'ensemble, la texturation semble avoir un rôle prédominant sur les paramètres étudiés. Il n'y a que l'extension de la zone de cavitation qui semble en être indépendante et dépend majoritairement de la formulation.



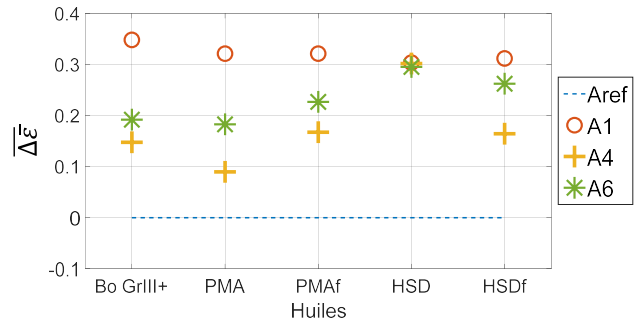
(a) Écart de couple



(b) Variations de température atteinte en fin de régime stationnaire de vitesse



(c) Estimations de la portion angulaire occupée par la bulle de cavitation



(d) Excentricités relatives moyennes

FIGURE 4.34 – Comparaison des écarts de couple (a), des variations de température (b), des portions angulaires des zones de rupture de film (c) ainsi que des excentricités relatives moyennes<sup>2</sup> (d) par rapport à un essai de référence réalisé avec un arbre lisse pour les différentes huiles dans le cas d'essais chargés dynamiquement avec une masse totale de 5 g. Pour les arbres **A1** (4.7 % ; 0.9 μm), **A4** (16.2 % ; 0.8 μm) et **A6** (13.6 % ; 2.4 μm). Accélération : 0.31 m.s<sup>-2</sup> ; Vitesse consigne : 3.67 m.s<sup>-1</sup> pendant 10 min

### 4.3 Conclusion

Ce chapitre a permis d'étudier le comportement du film hydrodynamique ainsi que de la dynamique de la ligne d'arbre lors d'une modification des conditions d'écoulement, soit par le biais d'un chargement dynamique, soit par l'introduction d'une texture à la surface de l'arbre.

Un chargement dynamique de l'arbre a été réalisé par l'ajout de balourds d'une masse totale de 5 g sévérant ainsi les conditions de fonctionnement. Cela a eu pour principal effet de modifier la dynamique de la ligne d'arbre en augmentant ses amplitudes de déplacement à la fois entre les paliers (zone de mesure de déplacement), ainsi qu'au sein de ces derniers, accroissant donc l'excentricité. Les effets sur les réponses en frottement et thermique du film fluide sont eux négligeables. Seule la zone de cavitation est impactée : elle s'étend plus largement au sein des paliers pour l'huile de base *Bo GrIII+*.

Les mécanismes de dissipation au sein du film restent donc globalement inchangés. Pour les huiles formulées, la présence d'un chargement engendre toujours une augmentation de la portance ce qui n'est pas répercuté sur l'extension de la zone de cavitation, contrairement au cas de l'huile de base. Ceci suggère que l'effet de surface, avec par exemple l'existence d'un film nanométrique, gouverne au premier ordre ce paramètre.

L'écoulement a été également modifié par l'introduction d'une texturation sur les portées de paliers, consistant en un réseau de cavités avec pour diamètre nominal 15  $\mu m$ , dont la densité et la profondeur des cavités sont les paramètres variables. Une caractérisation géométrique rigoureuse nous a permis de retenir 3 arbres, comparables deux à deux. Nous avons montré qu'une forte réduction de frottement était obtenue pour les réseaux de faibles densités surfacique avec des cavités de faible profondeur, avec ou sans chargement, et indépendamment du lubrifiant. L'excentricité relative moyenne est également modifiée en présence de texturation, traduisant une amélioration de la portance. A contrario, un schéma de texturation présentant une forte densité de cavités profondes conduit à une forte augmentation du frottement dans les paliers. Ces résultats pourraient s'expliquer par une modification de l'écoulement au sein des cavités, s'apparentant à un phénomène de recirculation du fluide dans les cavités.

---

La synergie texturation-formulation est principalement visible sur l'extension de la longueur de cavitation, pour laquelle la formulation semble amoindrir l'effet de la texturation par rapport à l'huile de base. Suggérant le rôle d'un film limite adsorbé sur les surfaces.

Outre les tendances précédemment dégagées pour le chargement dynamique qui sont également valides pour les différentes huiles testées. L'ajout de balourds supplémentaires permet une diminution globale du frottement avec les surfaces texturées par rapport au cas lisse de référence, en particulier pour les lubrifiants contenant du **PMA**.





# Conclusion générale

Le frottement hydrodynamique dépend en grande partie des propriétés visqueuses du fluide utilisé. Dans un palier hydrodynamique, cette réponse est également impactée par les différents phénomènes mis en jeu tels que la cavitation et la dynamique qui modifient le comportement de ce système mécanique. Afin d'améliorer le contact hydrodynamique, la modification de l'état de surface des pièces en présence et la formulation de l'huile sont des pistes d'intérêts certaines. Dans cette optique, le travail présenté s'est axé sur ces deux composantes afin d'en comprendre les effets des mécanismes de lubrification et de les optimiser pour réduire le frottement induit.

Dans le cadre du projet *IMOTEP*, deux familles de lubrifiants, se distinguant par leurs modificateurs de viscosité, ont été sélectionnés pour identifier ces mécanismes en lubrification hydrodynamiques. Pour réaliser cela une approche expérimentale a été adoptée. Elle s'est appuyée sur le développement d'un tribomètre composé de paliers hydrodynamiques de taille réduite. La modélisation numérique du couple de frottement, en se basant sur l'équation de Reynolds a permis, outre la validation de ce tribomètre, d'instaurer un protocole expérimental et d'analyse simple des processus de lubrification à l'œuvre dans les paliers, en fonction de la formulation, des texturations de surface et des conditions de chargement.

Au total cinq huiles ont été analysées avec des compositions différentes, pour caractériser indépendamment les effets des modificateurs de viscosité (PMA et HSD), mélangés à une base seule ou à une huile additivée.

Sans pour autant modifier les mécanismes de lubrification tels que la dynamique et la cavitation (avec le niveau de précision à disposition), ces additifs ont un rôle non négligeable sur la réponse en frottement. Bien que parfaitement attendu, car ces huiles disposent de rhéologie et de viscosités différentes, ces résultats permettent de mettre en évidence l'impact de la présence des modificateurs de viscosité et de frottement, pas toujours explicable par l'évolution de la viscosité en fonction de la température.

Les différents additifs semblent modifier la nature du fluide, leur donnant un comportement non newtonien. En effet, cette hypothèse est la plus probable pour permettre d'expliquer de manière satisfaisant les divergences avec le modèle numérique, divergences accentuées par le chargement. De plus, la dissipation par friction diminue avec le modificateur de viscosité HSD malgré une viscosité supérieure à son homologue PMA.

L'étude de l'impact de l'état de surface, via l'introduction de motifs de texturation sur les portées de palier, a permis d'étudier différents réseaux de *dimples* présentant des profondeurs et des densités différentes. Les textures et les motifs choisis sont très simples. De plus l'entièreté des surfaces actives est texturée ce qui ne fait pas consensus dans la littérature. Ce choix à été fait en partie comme preuve de fonctionnement pour le nouveau tribomètre. L'intérêt de cette approche repose sur le parti pris d'intégrer ces cavités sur la partie mobile du palier soumis à un chargement dynamique. La présence de ces dernières modifie le comportement tribologique et dynamique du palier. Quant au frottement, la combinaison des réseaux de faible densité avec des cavités de faible profondeur permet une réduction du frottement pour toutes les formulations et les conditions de chargement testées.

Des tendances se dégageant et semblant être pertinentes, il apparaît intéressant de poursuivre cette étude avec des textures en accord avec la littérature ou alors plus exotiques afin de comparer aux résultats trouvés ici.

Ce travail s'inscrit dans le projet *IMOTEP* qui porte une vision plus globale sur la compréhension des mécanismes de lubrification et de frottement. Les résultats décrits dans ce manuscrit sont donc à mettre en relation avec les différents travaux menés au *LTDS* sur les autres régimes de lubrification. La compréhension de l'adsorption des polymères sur les surfaces en régimes mixte/*EHD* pourrait permettre une meilleure appréhension de l'évolution de la zone de cavitation en fonction des textures utilisées. De plus, comme montré la recirculation du lubrifiant au sein des cavités ne peut être modélisée correctement avec le modèle numérique basé sur la résolution de l'équation de Reynolds. Une approche basée sur la résolution locale des équations de Navier-Stokes apparaît donc nécessaire.

Enfin dans ce manuscrit l'estimation de la cavitation a permis d'appréhender les mécanismes à l'œuvre dans les paliers mais une mesure plus précise de cette zone de rupture de film apparaît nécessaire. Dans ce but un second banc reprenant l'architecture générale du banc *OSIRIS* a été conçu. Ce dernier étant intégralement instrumenté, le banc palier de visualisation *HORUS*, se concentre lui sur la visualisation de l'écoulement et du cisaillement du second palier. Le banc fonctionnel, n'a pas été utilisé ici pour alimenter les résultats de cette thèse. Son utilisation pourrait permettre d'affiner l'analyse du film fluide dans les paliers.

# Annexes

## A Nomenclature du plan d'ensemble du banc *OSIRIS*

Repère	Quantité	Matière	Traintement thermique	Désignation
1	1	110Kg	Bruinissage	Semelle
2	1	45NCD16	48/50 HRC	Règle
3	1	Polycarbonate	-	Capot
4	2	Standard	-	Poignée
5	1	Aluminium	-	Plaque Marquage
6	1	45NCD16	48/50 HRC	Support moteur
7	1	-	-	Moteur
8	2		48/50 HRC	Support Couplemètre
9	2	110Kg	Brunissage	Câle Couplemètre
10	1	-	-	Couplemètre
11	1	-	-	Accouplement
12	1	-	-	Accouplement
13	1	110Kg	Brunissage	Cale accouplement
14	1	45NCD16	48/50 HRC	Support Palier 1
15	1	Z160CDV12.1	58/60 HRC	Palier 1
16	1	45NCD16	48/50 HRC	Support Palier 2
17	1	Z160CDV12.1	58/60 HRC	Palier 2
18	2	Laiton	-	Joint viscoéal (Pas gauche)
19	2	Laiton	-	Joint viscoéal (Pas droite)
20	4	110Kg	Brunissage	Arret bague
21	4	-	-	Capteur température
22	2	POM Noir	-	Couple
23	2	Borosilicate (Pyrex)	-	Colonne d'huile
24	2	POM Noir	-	Bouchon
25	1	110Kg	Brunissage	Cale Axe
26	1	40CMD8+S	Brunissage	Support capteurs capacitifs
27	1	40CMD8+S	Brunissage	Butée capteurs capacitifs
28	6	-	-	Capteur Capacitifs
29	1	-	-	Arbre complet
30	1	Aluminium 7075 T6	-	Tube pour montage rondelle
31	1	1.3505 (100Cr6)	60 HRC	Arbre complet
32	2	Aluminium 7075 T6	-	Rondelle
33	4	-	-	joint torique

FIGURE A1 – Nomenclature du plan d'ensemble du banc hydrodynamique *OSIRIS*

## B Dimensionnement des joints visco seal

Dans cette annexe nous présentons la démarche de dimensionnement des joints *visco seal* réalisés pour assurer l'étanchéité dynamique des paliers sur le banc *OSIRIS* :

Pour la suite de ce paragraphe, les notations utilisées sont explicitées dans la figure B1 ci-dessous :

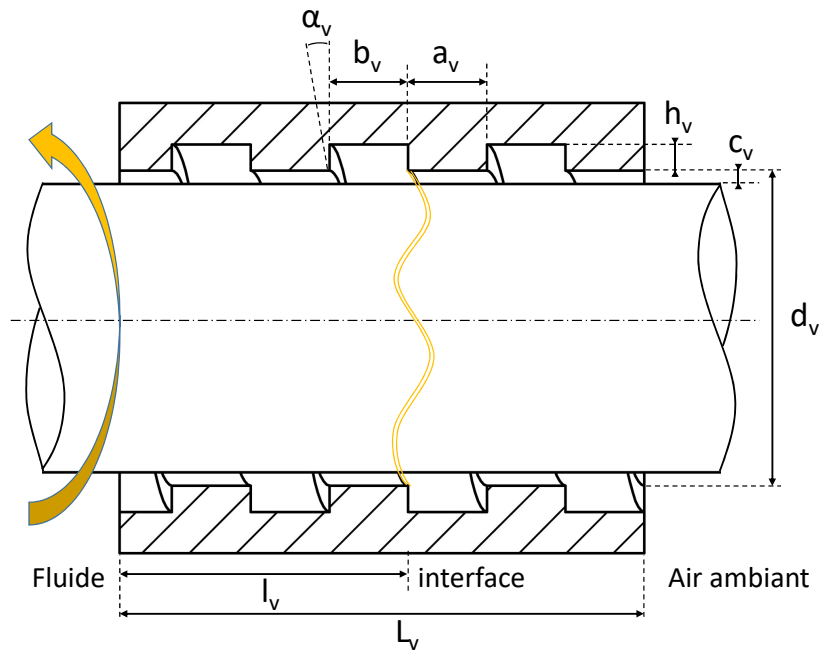


FIGURE B1 – Schéma d'un joint visco seal avec les paramètres nécessaires à son dimensionnement

Dans ses deux premiers rapports, T. Asanuma [78][79] a formulé le débit axial dans la rainure hélicoïdale, ce qui lui a permis de déterminer les grandeurs géométriques nécessaires pour minimiser le débit de fuite. Les performances du joint sont alors garanties par les paramètres géométriques suivants :

- La largeur de la partie non taraudée doit être la plus petite possible et doit être égale à la largeur de la partie filetée :

$$a_v = b_v \quad (6)$$

- Rapport de la largeur sur la profondeur de la rainure :

$$5 \leq \frac{b_v}{h_v + c_v} \leq 20 \quad (7)$$

- Rapport du jeu radial à la profondeur de la partie fileté :

$$0.1 \leq \frac{c_v}{h_v + c_v} \leq 0.2 \quad (8)$$

- L'angle d'hélice :

$$\alpha_v \simeq 11 \quad (9)$$

avec  $a_v$ ,  $b_v$  respectivement les largeurs des parties non taraudées et taraudées,  $h_v$  la profondeur du taraudage,  $c_v$  le jeu radial entre l'arbre et le *viscoseal* et  $\alpha_v$  l'angle d'hélice.

Par la suite E.F. Boon et S.E. Tal [80] ont développé une théorie permettant de caractériser le pouvoir d'étanchéité d'un joint à rainure hélicoïdale dans le cas d'un écoulement laminaire par un nombre sans dimension appelé coefficient d'étanchéité  $\Lambda_v$  [81] :

$$\Lambda_v = 6\eta \frac{l_v U}{c_v^2 \Delta p} \quad (10)$$

Ce coefficient permet de mettre en relation la viscosité du fluide  $\eta$ , la longueur du joint  $L_v$ , la vitesse de rotation de l'arbre  $U$ , le jeu radial entre l'arbre et le *viscoseal*  $c_v$ , ainsi que la différence de pression entre l'entrée et la sortie du joint  $\Delta P_v$ .

$$U = R_v \omega \quad (11)$$

$R_v$  étant le rayon du joint et  $\omega$  la vitesse angulaire.

Par l'annulation du débit axial, il est possible d'exprimer le coefficient d'étanchéité  $\Lambda_v$  en fonction des paramètres géométriques suivants :

$$\beta_v = \frac{h_v + c_v}{c_v} \quad (12)$$

avec  $h_v$  la profondeur de la rainure hélicoïdale.

$$\gamma_v = \frac{b_v}{a_v + b_v} \quad (13)$$

avec  $a_v$  la largeur de la rainure hélicoïdale et  $b_v$  sa longueur.

$$t_v = \tan(\alpha_v) \quad (14)$$

Ce qui donne :

$$\Lambda_v = \frac{\beta_v^3(1 + t_v^2) + \gamma_v t_v^2(1 - \gamma_v)(\beta_v^3 - 1)^2}{\gamma_v t_v(1 - \gamma_v)(\beta_v^3 - 1)(\beta_v - 1)} \quad (15)$$

Il est alors important de noter que le coefficient d'étanchéité doit être le plus proche possible de 1 afin de limiter le débit de fuite. Il est également important de prendre une longueur de joint  $L_v$  supérieure à la longueur utile du joint  $l_v$  et ce afin de prévenir d'éventuelles fuites liées à une viscosité d'huile inférieure à celle ayant servi pour le dimensionnement.

Les grandeurs retenues pour les joints *viscoseal* du banc *OSIRIS* sont présentées dans le tableau B1 qui est un rappel de celui au Chapitre 2 :

Paramètres géométriques des joints		Valeurs
Longueur du joint	$L_v$	12 mm
Profondeur de la rainure	$h_v$	0.5 mm
Diamètre de l'alésage	$d_V$	10 mm
Jeu radial	$c_v$	100 $\mu\text{m}$
Angle de rainure	$\alpha_v$	11°
Largeur axial de l'espace inter-rainures	$a_v$	3 mm
Largeur axial des rainures	$b_v$	3 mm

TABLE B1 – *Dimensions des joints viscoseal*

## C Caractérisation des arbres texturés exclus de l'étude

Dans cette annexe nous présentons la caractérisation des arbres texturés A2, A3 et A5 qui ont été retirés de l'étude pour des défauts divers :

- Arbre 2 : 5 % - 5  $\mu m$  (Valeurs nominales demandées)

Malgré des textures avec des profondeurs intéressantes pour l'étude et respectant le cahier des charges, l'arbre 2 a dû être rejeté car il présentait un défaut de circularité ne permettant pas son assemblage dans les paliers. Ce problème n'avait pas été détecté lors de la sélection des arbres pour la texturation (seule la rugosité des portées de palier était caractérisée).

- Arbre 3 : 5 % - 10  $\mu m$  (Valeurs nominales demandées)

Sur une grande portion des zones modifiées, les textures présentent de grands bourrelets d'environ 10  $\mu m$  de hauteur. Sur l'autre section angulaire des zones texturées, ce problème n'est pas présent et les cavités correspondent en partie à ce qui était demandé. Cependant les "pics" induits par les bourrelets sont trop importants (seules les valeurs des pics sont présentes dans le tableau 4.3, d'où le signe  $\oplus$ ).

De plus le schéma de texturation sur l'une des portées de palier présente un problème de recouvrement. Ces défauts sont visibles sur la figure C1 qui représente la caractérisation de la zone sur la portée de palier en question.

Le problème de recouvrement est visible sur l'image C1c ainsi que C1b. Cette bande non texturée (également visible à l'œil nu) d'environ 170  $\mu m$  de large est présente sur toute la longueur de la zone texturée.

De plus le profil C1a permet de mettre en évidence la morphologie des modifications de surface réalisée par le processus de texturation. Les bourrelets générés mesurent environ 8  $\mu m$ .

Pour ne pas endommager les paliers, cet arbre n'a pas été utilisé lors de l'étude.



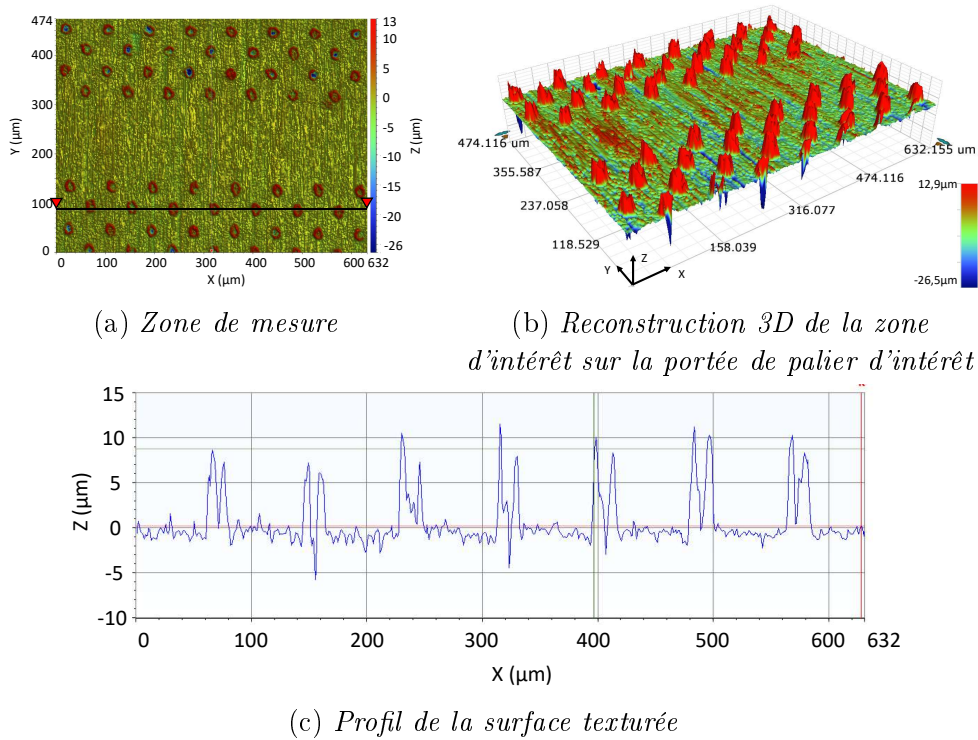


FIGURE C1 – Mise en évidence de la zone de non-recouvrement du schéma de texturation ainsi que du problème des textures sur la portée de palier 1 de l'arbre 3 (Valeurs nominales souhaitées : 5 % - 5  $\mu\text{m}$ ). Sur la zone mesurée à l'aide de l'intéféromètre Brucker avec un grossissement  $\times 5 \times 2$  en mode VXI (a) et sa représentation 3D (b), un profil est dégagé (c) pour mesurer les hauteurs des bourrelets

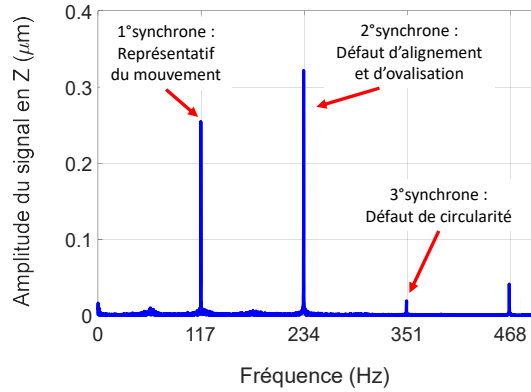
- Arbre 5 : 20 % - 5  $\mu\text{m}$  (Valeurs nominales demandées)

Lors des essais avec l'arbre 5, l'analyse fréquentielle du déplacement de l'arbre entre les paliers montre une prédominance de la seconde synchrone, comme représenté sur la figure C2a. Bien que cela soit communément imputé à des problèmes d'alignements ou d'ovalisation des paliers, dans le cas présent cette composante est présente, peu importe le montage réalisé. En effet, dans le cadre des essais avec les autres arbres, cette synchrone est extrêmement faible voire quasi inexistant.

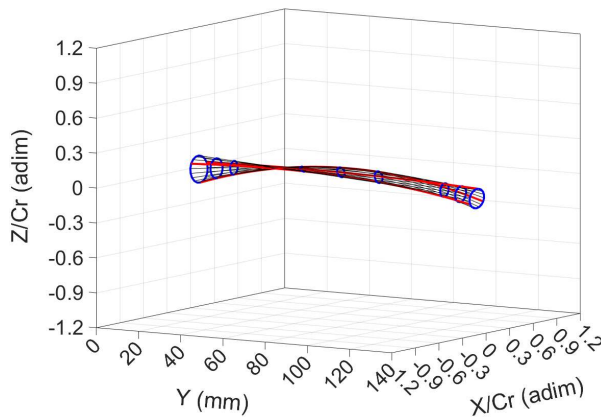
Le filtrage passe bande présenté dans le chapitre 3 ne permet pas d'avoir des orbites représentatives du mouvement et donne des orbites dans les paliers n'évoluant pas autour de l'axe nominal défini comme passant par les centres idéaux des deux paliers (cf. figure C2c).

L'arbre semble donc présenter un souci de cylindricité ou de rectitude (appelé aussi délignage [82]) ne permettant pas une utilisation et une comparaison

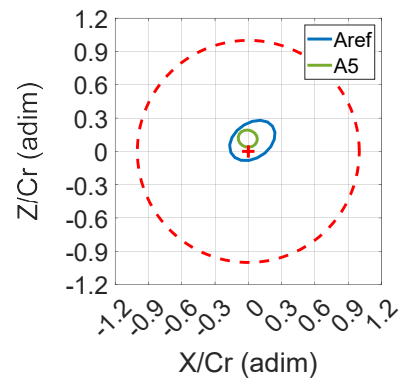
convenable avec les autres rotors étudiés. Ce problème est visible sur l'orbite 3D de l'arbre présent sur la figure C2b.



(a) Analyse fréquentielle du déplacement de l'arbre suivant l'axe Z du premier plan de mesure



(b) Déplacement 3D de la fibre neutre de l'ensemble de la ligne d'arbre



(c) Orbite extrapolée dans le plan médian du palier 1

FIGURE C2 – Mise en évidence du souci de rectitude de l'arbre 5 (cas d'un essai de référence en fin de régime stationnaire de vitesse). Présence d'une deuxième synchrone prépondérante (a) relevant d'un défaut de rectitude qui se retrouve sur l'orbite 3D (b). Impactant le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier 1 (c) qui n'évolue plus autour de l'axe nominal des paliers



# Bibliographie

- [1] Citepa. Inventaire des émissions de polluants atmosphériques et de gaz à effet de serre en France - format secten. Technical report, Citepa, 2022. (Cité en page 1.)
- [2] M. Baude, A. Colin, J. Duvernoy, and A. Foussard. *Chiffres clés du climat*. Ministère de la Transition Ecologique, 2021. (Cité en page 1.)
- [3] P. Gautreau. Eco-efficience. *Dictionnaire critique de l'Anthropocène*, 2020. (Cité en page 1.)
- [4] K. Holmberg and A. Erdemir. The impact of tribology on energy use and CO<sub>2</sub> emission globally and in combustion engine and electric cars. *Tribology International*, 2019. (Cité en page 1.)
- [5] A. Erdemir and K. Holmberg. *Coating Technology for Vehicle Applications*, chapter Energy Consumption Due to Friction in Motored Vehicles and Low-Friction Coatings to Reduce It, pages 1–23. A. Erdemir, 2015. (Cité en page 1.)
- [6] R. Striebeck. Die wesentlichen eigenschaften der gleit- und rollenlager. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1902. (Cité en page 4.)
- [7] B. Jacobson. The Striebeck Memorial Lecture. *Tribology International*, pages 781–789, 2003. (Cité en page 4.)
- [8] Y. Wang, Q.J. Wang, C. Lin, and F. Shui. Development of a set of Striebeck curves for conformal contacts of rough surfaces. *Tribology Transactions*, 2006. (Cité en page 4.)
- [9] P. Guay. Principes de la lubrification. *Techniques de l'Ingénieur*, 2014. (Cité en pages 5, 8 et 177.)
- [10] F. Abouhadid. *Aspects moléculaires du frottement limite : Couplage entre structure des additifs et physico-chimie des surfaces*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2021. (Cité en pages 6, 14, 60, 90 et 168.)
- [11] A. Crespo. *Compréhension de la tribologie des films limites : de l'organisation moléculaire à la réponse en friction*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2017. (Cité en page 6.)
- [12] P. Malosse. *Contribution des modificateurs de frottement à la lubrification des transmissions manuelles : Une approche multi-échelles*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2002. (Cité en pages 7, 8, 9 et 13.)
- [13] D. Mazuyer. Cours de tribologie - cours master 2 - chapitre lubrification hydrodynamique. Ecole Centrale de Lyon, 2020. (Cité en page 7.)
- [14] G. Stachowiak and A.W. Batchelor. *Engineering Tribology*. 2013. (Cité en pages 7, 12, 16, 17, 46, 78, 108, 111, 131 et 177.)

- [15] J. Bonaventure. *Influence of random surface roughness on friction in elastohydrodynamic, mixed and boundary lubrication*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2017. (Cité en pages 7 et 26.)
- [16] J. Frêne. Butées et paliers hydrodynamiques. *Techniques de l'ingénieur*, 1995. (Cité en pages 7, 19, 21 et 167.)
- [17] E. Goerges. *Dispersion et forces de surfaces dans les hydrocarbures*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 1996. (Cité en pages 9 et 15.)
- [18] H. Al-Muslim, I. Dincer, and S.M. Zubair. Axergy analysis of single- and two-stage crude oil distillat. *ASME - Journal of Energy Resources technology*, 2003. (Cité en pages 10 et 167.)
- [19] H. Cléménçon. Abc du graissage. Technical report, Castrol (Switzerland) AG, 2009. (Cité en pages 10, 12 et 167.)
- [20] ASTM International. Standard practice for calculating viscosity index from kinematic viscosity at 40 and 100°C. Technical Report D2270-10, ASTM International, 2016. (Cité en page 11.)
- [21] S.Q.A Rizvi. *Tribology Data Handbook*, chapter Additives - Chemistry and Testing, pages 117–135. CRC Press, Boca Raton, 1997. (Cité en page 12.)
- [22] J. Crawford, A. Psaila, and S.T. Orszulik. *Chemistry and Technology of Lubricants*, chapter Miscellaneous Additives and Vegetable Oils, pages 160–165 ; 189–211. Springer, Dordrecht, 2010. (Cité en pages 12 et 13.)
- [23] H. Spikes. Friction modifier additives. *Tribology Letters*, 60(5), 2015. (Cité en pages 12 et 58.)
- [24] D. Kenbeck and T.F. Bunemann. *Lubricant Additives - Chemistry and Applications*, chapter Organic Friction Modifiers, pages 89–90. CRC Press, 3 edition, 2017. (Cité en page 13.)
- [25] A. Martini, U.S. Ramasamy, and M. Len. Review of viscosity modifier lubricant additives. *Tribology Letters*, 66(58), 2018. (Cité en page 14.)
- [26] T.W. Selby. The non-newtonian characteristics of lubricating oils. *ASLE Transactions*, 1(1) :68–81, 1958. (Cité en page 14.)
- [27] S. Delamar, T. Gmür, N.D. Spencer, and J. Cayer-Barrioz. Polymeric friction modifiers : Influence of anchoring chemistry on their adsorption and effectiveness. *Langmuir*, 38 :11451–1148, 2022. (Cité en page 14.)
- [28] A. Cameron. *Basic Lubrication Theory*. Ellis Horwood Limited, 1981. (Cité en page 17.)
- [29] M.M. Cross. Polymer rheology : Influence of molecular weight and polydispersity. *Journal of Applied Polymer Science*, 13(4) :765–774, 1969. (Cité en page 17.)

- [30] M. Diew, A. Ernesto, J Cayer-Barrioz, and D. Mazuyer. Stribeck and traction curves under moderate contact pressure : From friction to interfacial rheology. *Tribology Letters*, 57(8), 2015. (Cité en page 17.)
- [31] A. Powell. The influence of the molecular size distribution within a liquid on the viscous flow of the liquid. *Polymier*, 7 :91–97, 1966. (Cité en page 17.)
- [32] M.M. Cross. Kinetic interpretation of non-newtonian flow. *Journal of Colloid and Interface Science*, 33(1) :30–35, 1970. (Cité en page 17.)
- [33] Journal bearing databook. *Journal-Bearing Databook*. Springer Berlin, 1989. (Cité en page 17.)
- [34] J. Rebufa. *Vibrations de ligne d'arbre sur paliers hydrodynamiques : Influence de l'état de surface*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2016. (Cité en pages 19, 23, 30, 33, 102, 131, 138, 140 et 175.)
- [35] M.M. Khonsari and E.R. Booser. *Applied Tribology : Bearing Design and Lubrification*. Wiley, 3 edition, 2017. (Cité en page 20.)
- [36] J. Frêne. *Lubrification hydrodynamique*. Eyrolles, 1990. (Cité en page 23.)
- [37] M.J. Braun and W.H. Hannon. Cavitation formation and modelling for fluid film bearings : A review. *Journal of Engineering Tribology*, 224 :839–863, 2010. (Cité en page 23.)
- [38] M. Groper and I. Etsion. Reverse flow as a possible mechanism for cavitation pression build-up in a submerged journal bearing. *Journal of Tribology*, 124 :320–326, 2002. (Cité en page 23.)
- [39] P.D. Swales. A review of cavitation phenomena in engineering situations. In C.M. Taylor D. Dowson, M. Godet, editor, *Cavitation and related phenomenon in lubrication*, pages 3–9, 1974. Proceedings of the 1st Leeds–Lyon Symposium on Tribology. (Cité en page 23.)
- [40] L. Floberg. Cavitation boundary conditions with regard to the number of streamer and tensile strength of the liquid. In *Proceedings of the 1st Leeds-Lyon Symposium*, pages 31–35, 1975. (Cité en pages 24 et 167.)
- [41] D. Dowson and C.M. Taylor. Cavitation in bearings. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1979. (Cité en pages 24 et 167.)
- [42] C. Xing. Analysis of the characteristics of a squeeze film damper by threedimensionnal navier-stokes equations. Master's thesis, University of Akron, 2009. (Cité en pages 25 et 167.)
- [43] K. Serpin. *Texturation anti-friction des portées cylindriques de vilebrequins*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers - Paris-Tech, 2017. (Cité en page 27.)

- [44] D. Hamilton, J. Walowit, and C. Allen. A theory of lubrication by micro-irregularities. *Journal of Basic Engineering*, page 177–185, 1966. (Cité en pages 27 et 28.)
- [45] I. Etsion. State of the art in laser surface texturing. *Journal of Tribology*, pages 127–248, 2005. (Cité en page 27.)
- [46] François-Pierre Ninove. *Texturation de surface par LASER femtoseconde en régime elasto-hydrodynamique et limite*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2011. (Cité en page 27.)
- [47] G. Dumitru, V. Romano, H.P. Weber, M. Sentis, and W. Marine. Femtosecond ablation of ultrahard materials. *Applied Physics A : Materials Science and Processing*, 2002. (Cité en page 27.)
- [48] G. Dumitru, V. Romano, H.P. Weber, M. Sentis, and W. Marine. Ablation of carbide materials with femtosecond pulses. *Applied Surface Science*, 2003. (Cité en page 27.)
- [49] D. Gropper, L.W. Terry, and J. Harvey. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces : A review of modeling techniques and key findings. *Tribology International*, 94 :509–529, 2016. (Cité en page 27.)
- [50] G.S. Buck and D. Volden. Upstream pumping : A new concept in mechanical sealing technology. *Lubrication Engineering*, 46(4) :213–217, 1990. (Cité en page 27.)
- [51] I. Etsion. Improving tribological performance of mechanical seals by laser surface texturing. In *Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium*, pages 17–21, 2000. (Cité en page 27.)
- [52] Y. Qiu and M.M. Khonsari. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm. *Journal of Tribology*, (131), 2009. (Cité en page 27.)
- [53] M. Arghir, N. Roucou, M. Helene, and J. Frêne. Theoretical analysis of the incompressible laminar flow in a macro-roughness cell. *Journal of Tribology*, (125) :309–318, 2003. (Cité en page 28.)
- [54] F. Sahlin, A. Almqvist, R. Larsson, and S. Glavatskih. Rough surface flow factors in full film lubrication based on a homogenization technique. *Tribology International*, 40(7) :1025–1034, 2007. (Cité en page 28.)
- [55] M.B. Dobrica and M. Fillon. About the validity of reynolds equation and inertia effects in textured sliders of infinite width. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 2009. (Cité en page 28.)
- [56] A. de Kraker, R.A.J. van Ostayen, A. van Beek, and D.J. Rixen. A multiscale method modeling surface texture effects. *Journal of Tribology*, 2007. (Cité en page 28.)

- [57] A. de Kraker, R.A.J. van Ostayen, and D.J. Rixen. Development of a texture averaged reynolds equation. *Tribology International*, 43(11) :2100–2109, 2010. (Cité en page 28.)
- [58] M. Adjemout, N. Brunetiere, and J. Bouyer. Numerical analysis of the texture effect on the hydrodynamic performance of a mechanical seal. *Surface Topography : Metrology and Properties*, 4, 2015. (Cité en page 28.)
- [59] M. Adjemout, N. Brunetiere, and J. Bouyer. Friction and temperature reduction in a mechanical face seal by a surface texturing : comparison between tehd simulations and experiments. *Tribology Transactions*, 2018. (Cité en page 28.)
- [60] K. Tønder. Hydrodynamic effects of tailored inlet roughnesses : extended theory. *Tribology International*, (37) :137–142, 2004. (Cité en page 28.)
- [61] X. Lu and M.M. Khonsari. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings. *Tribology Letters*, 2007. (Cité en pages 29 et 30.)
- [62] R. Ausas, P. Ragot, J. Leiva, M. Jai, G. Bayada, and G.C. Buscaglia. The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearing. *Journal of Tribology*, 129(4) :868–875, 2007. (Cité en page 29.)
- [63] S. Kango, D. Singh, and R.K. Sharma. Numerical investigation on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing. *Meccanica*, 2011. (Cité en page 29.)
- [64] N. Tala-Ighil, M. Fillon, and P. Maspeyrot. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing. *Tribology International*, 2010. (Cité en page 29.)
- [65] S. Cupillard, M.J. Cervantes, and S. Glavatskih. A cfd of finite textured journal bearing. In *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2008. (Cité en page 29.)
- [66] S. Cupillard, M.J. Cervantes, and S. Glavatskih. Pressure buildup mechanism in a textured inlet of a hydrodynamic contact. *Journal of Tribology*, 2008. (Cité en page 29.)
- [67] Y. Lu, Y. Liu, and J. Wang. Experimental investigation into friction performance of dimples journal bearing with phyllotactic pattern. *Tribology Letters*, 55 :271–278, 2014. (Cité en page 30.)
- [68] V. Itersen. *Mathematische und Mikroskopisch-Anatomische Studien über Blattstellungen nebst Betrachtungen über den Schalenbauder Miliolinen*. Gustav Fischer, 1907. (Cité en page 30.)



- [69] C. Sinanoglu, F. Nair, and M.B. Karamis. Effects of shaft surface on journal bearing pressure distribution. *Journal of Materials Processing Technology*, 2005. (Cité en page 30.)
- [70] R.S. Dwyer-Joyce, P. Harper, and B.W. Drinkwater. A method for the measurement of hydrodynamic oil films using ultrasonic reflection. *Tribology Letters*, 17(2) :337–348, 2004. (Cité en page 42.)
- [71] S. Kasplang and R.S. Dwyer-Joyce. Observations of film thickness profile and cavitation around a journal bearing circumference. *Tribology Transactions*, 51(2) :231–245, 2008. (Cité en page 42.)
- [72] B.M. Eisenberg, A. Flamberg, and B.G. Kinker. *Lubricant Additives - Chemistry and Applications*, chapter Polymethacrylate Viscosity Modifiers and Pour Point Depressants, page 254. CRC Press, 2017. (Cité en pages 59, 60 et 168.)
- [73] A. Mariot. *Analyse théorique et expérimentale des joints d'étanchéité à bague flottante et des joints rainurés segmentés*. PhD thesis, Intitu PPRIMME, 2015. (Cité en page 67.)
- [74] A. Mariot, M. Arghir, P. Hélie, and J. Dehouve. Experimental analysis of floating ring annular seals and comparisons with theoretical predictions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138, 2016. (Cité en page 67.)
- [75] TOTAL. Communication privée. 2018. (Cité en page 90.)
- [76] Y.B. Kim and S.T. Noah. Quasi-periodic response and stability analysis for a non-linear jeffcott rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 190(2) :239–253, 1996. (Cité en page 102.)
- [77] A. Reynaud. Simulations numérique pour l'étude de la lubrification de paliers hydrodynamiques texturés. Master's thesis, Aix Marseille Université, 2016. (Cité en pages 131 et 138.)
- [78] T. Asanuma. Study on the sealing action by viscous fluid : The 2nd report, on the sealing-performances of a screw-type viscous pump. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 17(60) :126–130, 1951. (Cité en page 152.)
- [79] T. Asanuma. Study on the sealing action by viscous fluid : The 1st report, on the pump-performances of a screw-type viscous pump. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 17(60) :119–125, 1951. (Cité en page 152.)
- [80] E.F. Boon and S.E. Tal. Hydrodynamische dichtung für rotierende wellen. *Chemie ingenieur-technik*, 31(3), 1959. (Cité en page 153.)
- [81] R. Flitney. *Seals and sealing handbook*, volume 1. Elsevier, 6 edition, 2014. (Cité en page 153.)

- [82] N. Bachschmind, P. Pennacchi, and A. Vania. Identification of multiple faults in rotor systems. *Journal of Sound and Vibration*, 254(2) :327–366, 2002. (Cité en page 156.)



# Table des figures

1.1	<i>Courbe dite de "Stribeck" avec la représentation des différents régimes de lubrification avec la schématisation de la nature du contact associé . . . . .</i>	5
1.2	<i>Schéma de la fabrication des huiles minérales par distillation et raffinage du pétrole brut. Adapté de [18] [19] . . . . .</i>	10
1.3	<i>Représentations schématiques d'un palier hydrodynamique avec les éléments qui le constitue ainsi que les différentes zones d'intérêt (a). Le palier est ramené à un problème plan (b) grâce à l'hypothèse de film mince qui permet de négliger le rayon de courbure des éléments . . . . .</i>	18
1.4	<i>Configuration d'un palier hydrodynamique. Adapté de [16] . . . . .</i>	21
1.5	<i>Représentation schématique du phénomène de rupture de film fluide (cavitation) dans un palier, nommée "cavitation" dans le manuscrit . . . . .</i>	24
1.6	<i>Visualisation de la zone de rupture de film dans des paliers hydrodynamiques, les deux images proviennent de deux références différentes : (a) le sens de rotation est du bas vers le haut [40] et inversement pour (b) [41] . . . . .</i>	24
1.7	<i>Mise en évidence de la durée de vie d'une bulle de cavitation vapeuruse dans un palier sur un cycle complet. Ici la vitesse de rotation est de 3500 rpm pour un diamètre d'arbre de 78.75 mm [42] . . . . .</i>	25
2.1	<i>Plan d'ensemble du banc d'essai OSIRIS (Nomenclature disponible en Annexe A) . . . . .</i>	36
2.2	<i>Présentation des différents éléments de mesure présents sur le banc d'essai OSIRIS (a) et des éléments de liaison, d'étanchéité et de support (b) . . . . .</i>	37
2.3	<i>Vue en coupe d'un palier rapporté . . . . .</i>	38
2.4	<i>Schéma d'un joint viscoseal avec les paramètres nécessaires à son dimensionnement . . . . .</i>	40
2.5	<i>Schéma du palier instrumenté avec les capteurs ultrasons . . . . .</i>	42
2.6	<i>Réponse temporelle à une rampe d'accélération de <math>2 \text{ tr.s}^{-2}</math> jusqu'à une vitesse de <math>3000 \text{ tr.min}^{-1}</math> (a). Mise en évidence de la faible élévation de température mesurée dans les paliers dans la phase d'accélération (b). . . . .</i>	45
2.7	<i>Schéma d'un palier centré avec un écoulement de Couette . . . . .</i>	46
2.8	<i>Évolution du couple maximal supposé athermique (a) et du couple nominal (b), en fonction de la vitesse linéaire et comparées à celles calculées théoriquement en supposant un écoulement de Couette en l'absence de cavitation . . . . .</i>	47

2.9	<i>Effet de la vitesse sur les réponses en couple (a) avec la mise en évidence de la superposition des évolutions temporelles du couple lors de la phase d'accélération (b), pour les deux vitesses considérées (respectivement 1.57 et 3.67 m.s<sup>-1</sup>). Ainsi que de la variation de température moyenne mesurée dans les paliers (c) dans le cadre d'essais de rampes d'accélération à 0.063 m.s<sup>-2</sup> avec une huile <b>Bo GrIII+</b> (<math>\eta_{25} \text{ } ^\circ\text{C} = 26.8 \text{ mPa.s}</math>).</i> . . . . .	50
2.10	<i>Effet de la rampe d'accélération sur les réponses en couple (a) et de la variation de température moyenne mesurée dans les paliers (b) lors de la phase d'accélération jusqu'à atteindre une vitesse linéaire de 3.67 m.s<sup>-1</sup> dans les paliers avec une huile <b>Bo GrIII+</b> (<math>\eta_{25} \text{ } ^\circ\text{C} = 26.8 \text{ mPa.s}</math>) et un arbre lisse.</i> . . . . .	52
2.11	<i>Évolution temporelle du couple lors d'un essai en rampe d'accélération à 3.14 m.s<sup>-2</sup> pour une vitesse linéaire de 3.67 m.s<sup>-1</sup>. Détermination des zones de "décrochage" du couple</i> . . . . .	53
2.12	<i>Évolutions du couple corrigé en fonction de la vitesse durant la phase d'accélération, pour différentes accélérations</i> . . . . .	55
3.1	<i>Représentations des structures moléculaires des monomères constituant les modificateurs de viscosité utilisé, respectivement le PMA (a) et le HSD (b) [10][72]</i> . . . . .	60
3.2	<i>Évolution de la viscosité dynamique <math>\eta</math> des huiles utilisées en fonction de la température</i> . . . . .	61
3.3	<i>Répartition par paires des capteurs capacitifs dans trois plans de mesures situés entre les paliers (a). Détermination des déplacements du centre de l'arbre, schématisés dans un plan de mesure (b)</i> . . . . .	64
3.4	<i>Orbites mesurées à l'aide des capteurs capacitifs dans les 3 plans de mesure. Représentation des positions du centre de l'arbre sur une rotation prise en fin du régime stationnaire de vitesse</i> . . . . .	65
3.5	<i>Étapes du filtrage des orbites sur le régime stationnaire de vitesse, dans le plan de mesure 2. Les orbites brutes (a) se composent de signaux temporels (b) qui, tracés dans le domaine fréquentiel (c) permettent d'isoler la première synchrone (d). Le signal est alors reconstruit (e) afin de pouvoir déterminer l'orbite filtrée (f)</i> . . . . .	66
3.6	<i>Comparaison des orbites filtrées avec celles directement mesurées par les capteurs capacitifs dans les 3 plans de mesure. Représentation des positions du centre de l'arbre sur une rotation de l'arbre prise à la fin du régime stationnaire de vitesse</i> . . . . .	67

3.7	<i>Orbite 3D extrapolée à partir des positions du centre de l'arbre dans les plans de mesures (positions filtrées). Représentation des 3 plans de mesures (plans médians) ainsi que des orbites dans les paliers (à chaque extrémité et au centre) . . . . .</i>	68
3.8	<i>Représentation des orbites extrapolées du déplacement du centre de l'arbre dans les paliers selon 3 plans d'intérêt, explicités en (a), sur une rotation de l'arbre en fin du régime stationnaire de vitesse (b) . . . . .</i>	69
3.9	<i>Évolution des orbites de déplacement du centre de l'arbre dans le palier 1 suivant les différentes phases de l'essai de référence. Phase d'accélération (a), régime stationnaire de vitesse (b) et phase de décélération (c) . . . . .</i>	71
3.10	<i>Schéma de la géométrie d'un palier avec arbre excentré et notations associées (plan médian) . . . . .</i>	72
3.11	<i>Détermination de l'épaisseur de film lubrifiant sur la circonférence du palier 1 à 653 s, en fin de régime stationnaire de vitesse dans le plan médian (a), puis sur toute la longueur du palier (b). La position étudiée est celle où l'arbre présente la plus grande excentricité dans le plan médian du palier sur la rotation étudiée (soit <math>1.55 \mu\text{m}</math> pour une position angulaire de <math>\alpha = 52^\circ</math>). . . . .</i>	73
3.12	<i>Évolutions temporelles des excentricités maximale et moyenne, ainsi que des épaisseurs minimales de film lubrifiant calculées pour chaque tour d'arbre étudié au sein du palier 1 . . . . .</i>	74
3.13	<i>Estimation des niveaux de signaux en fonction du temps, obtenus à l'aide des capteurs ultrasons (a), grandeurs reportées sur la circonférence du palier à 572s afin d'avoir une première estimation de la localisation de la zone de rupture du film lubrifiant (b) . . . . .</i>	76
3.14	<i>Estimation de la zone de cavitation à l'aide des mesures ultrasons en fin de régime stationnaire de vitesse dans le palier 1 (grandeurs non à l'échelle) . . . . .</i>	77
3.15	<i>Évolution de l'angle de cavitation estimée avec les mesures d'épaisseur de film dans le palier 1 . . . . .</i>	78
3.16	<i>Illustration des paramètres d'entrée du modèle numérique utilisé dans le plan médian du palier (grandeurs non à l'échelle) . . . . .</i>	79
3.17	<i>Défaut de mésalignement dans un palier hydrodynamique (a) estimé en fin de régime stationnaire de vitesse au niveau de la fibre neutre critique de l'arbre, cas du palier 1 (b) . . . . .</i>	81
3.18	<i>Évolution de la portion angulaire calculée de la zone de rupture de film fluide dans le palier 1 . . . . .</i>	82

3.19	<i>Suivi de position de la zone de rupture du film lubrifiant dans le palier 1 en fonction des différentes phases de l'essai de référence. Phase d'accélération (a), régime stationnaire de vitesse (b) et phase de décélération (c). Les zones de cavitation sont estimées avec une incertitude de <math>\pm 30^\circ</math></i>	83
3.20	<i>Erreur liée à la prise en compte de la température de réservoir dans le calcul de l'angle de cavitation <math>\Theta_{cavitation}</math> avec la précision de <math>-30^\circ</math> (a). Représentation de l'erreur maximal de la température effective lié à l'incertitude de l'estimation de la zone de cavitation (b)</i>	84
3.21	<i>Comparaison des résultats bruts des différents essais avec les huiles de l'ensemble PMA. Valeurs de couples (a) et variation de température (b)</i>	87
3.22	<i>Évolutions de l'excentricité relative moyenne mesurées au cours d'essais de référence dans le cas de l'ensemble PMA</i>	88
3.23	<i>Évolutions des angles de cavitations estimées grâce aux mesures d'ultrasons (valeurs nominales avec une incertitude de <math>\pm 30^\circ</math>). Seule la partie stationnaire est ici considérée (vitesse consigne de <math>3.57 \text{ m.s}^{-1}</math>)</i>	88
3.24	<i>Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile PMA</i>	90
3.25	<i>Comparaison de la viscosité de l'huile à la température considérée avec la viscosité effective, cas de l'huile PMA</i>	91
3.26	<i>Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile PMAf</i>	92
3.27	<i>Comparaison de la viscosité de l'huile à la température considérée avec la viscosité effective, cas de l'huile PMAf</i>	93
3.28	<i>Comparaison des viscosités obtenues expérimentalement et numériquement dans le cadre de l'ensemble PMA</i>	94
3.29	<i>Comparaison des résultats bruts des différents essais avec les huiles de l'ensemble HSD. Valeurs de couples (a) et variation de température (b)</i>	95
3.30	<i>Évolutions de l'excentricité relative moyenne mesurées au cours d'essais de référence dans le cas de l'ensemble HSD</i>	96
3.31	<i>Évolutions des angles de cavitations estimées grâce aux mesures d'ultrasons (valeurs nominales avec une incertitude de <math>\pm 30^\circ</math>). Seule la partie stationnaire est ici considérée</i>	96
3.32	<i>Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile HSD</i>	97
3.33	<i>Comparaison du couple mesuré avec le couple numérique calculé pour un palier de longueur fini, cas de l'huile HSDf</i>	97
3.34	<i>Comparaison des viscosités obtenues expérimentalement ou numériquement dans le cadre de l'ensemble HSD</i>	98

3.35	<i>Comparaison des réponses des huiles formulés PMAf et HSDf avec comme référence l'huile de base Bo GrIII+. Les différentes réponses sont représentées : Couples expérimentaux (a), Variation de température au cours de l'essai (b), avec <math>\eta_{BoGrIII+}(23.9\text{ }^{\circ}C) = 28.1\text{ mPa.s}</math>, <math>\eta_{PMAf}(22.8\text{ }^{\circ}C) = 40\text{ mPa.s}</math> et <math>\eta_{HSDf}(23.2\text{ }^{\circ}C) = 47\text{ mPa.s}</math>. Excentricité relative moyenne (c) ainsi que la longueur de cavitation (d) . . . . .</i>	99
4.1	<i>Modélisation d'un arbre chargé avec balourd fixé sur un disque de balourd à l'aide d'une gaine thermorétractable servant au maintien en position, de face (a) et en perspective (b). Une fois les balourds collés et les gaines thermorétractables installées, l'arbre est prêt à être utilisé (c) . . . . .</i>	103
4.2	<i>Orbites 3D adimensionnées (<math>Cr = 5.8\text{ }\mu m</math>) obtenues en fin de régime établi de couple pour les différents essais de chargement réalisés avec l'huile de base Bo GrIII+. Essai sans charge additionnel pris à 659 s (a), avec une charge totale de 2000 mg pris à 628 s (b), de 4000 mg pris à 636 s (c) et avec un chargement de 5000 mg pris à 639 s (d) . . . . .</i>	105
4.3	<i>Déplacements adimensionnés (<math>Cr = 5.8\text{ }\mu m</math>) du centre de l'arbre sur une révolution, rotations prises en fin de régime établi pour l'ensemble des essais de chargement réalisés avec l'huile Bo GrIII+ (ici "sans charge" correspond à "sans charge additionnel") . . . . .</i>	106
4.4	<i>Évolutions des excentricités relatives moyennes (a) et des angles de cavitation estimés (b) pour l'ensemble des essais des chargement réalisés avec l'huile de base Bo GrIII+ (Accélération : <math>0.31\text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67\text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min) . Dans le cas des angles de cavitation, seule la partie stationnaire est considérée (valeurs nominales avec une incertitude de <math>\pm 30\text{ }^{\circ}</math>) . . . . .</i>	106
4.5	<i>Comparaisons, pour des essais chargés avec l'huile Bo GrIII+, des réponses expérimentales en couple (a) et des variations de température (b), avec <math>\eta_{A\ vide} = 28.1\text{ mPa.s}</math>, <math>\eta_{2000\text{ mg}} = 28.4\text{ mPa.s}</math>, <math>\eta_{4000\text{ mg}} = 29.1\text{ mPa.s}</math>, <math>\eta_{5000\text{ mg}} = 28.6\text{ mPa.s}</math> (Accélération : <math>0.31\text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67\text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min) . . .</i>	107
4.6	<i>Comparaisons des valeurs expérimentales de couple avec les valeurs modélisées pour un palier de longueur fini lors d'un essai chargé dynamiquement avec une masse totale de 5 g (Accélération : <math>0.31\text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67\text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	108



4.7	<i>Orbites 3D adimensionnées (<math>Cr = 5.37 \mu m</math>) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile PMA (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min). Essai sans balourds supplémentaires pris à 645 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 651 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités moyennes (d) . . . . .</i>	110
4.8	<i>Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et de la longueur de cavitation estimée à <math>\pm 30^\circ</math> (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai de référence sans balourds ajoutés avec l'huile PMA (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min) . . . . .</i>	111
4.9	<i>Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile PMA avec les valeurs numériques estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs . . . . .</i>	112
4.10	<i>Orbites 3D adimensionnées (<math>Cr = 5.37 \mu m</math>) obtenues en fin de régime établi de couple pour l'huile PMAf (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min). Essai sans balourds ajoutés pris à 653s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 643 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités moyennes (d) . . . . .</i>	113
4.11	<i>Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à <math>\pm 30^\circ</math> (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai à vide avec l'huile PMAf (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min) . . . . .</i>	114
4.12	<i>Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile PMAf avec les valeurs numériques estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse à partir des données issues de l'analyse in situ (Accélération : <math>0.31 m.s^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 m.s^{-1}</math> pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosité sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs . . . . .</i>	115

- 4.13 *Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu m$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile HSD (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Essai sans balourds additionnels pris à 642 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 636 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), avec comparaison des excentricités relatives moyennes (d) . . . 116*
- 4.14 *Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai à vide avec l'huile HSD (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min) . . . . 117*
- 4.15 *Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile HSD avec les valeurs numérique estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs . . . . . 118*
- 4.16 *Orbites 3D adimensionnées ( $Cr = 5.37 \mu m$ ) obtenues en fin de régime établi de couple pour les essais de chargement réalisés avec l'huile HSDf (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Essai non chargé dynamiquement pris à 649 s (a) et avec un chargement de 5000 mg pris à 640 s (b). Extrapolation des déplacements adimensionnés dans le plan médian du premier palier (c), et comparaison des excentricités relatives moyennes (d) . . . . 119*
- 4.17 *Évolutions de la réponse en couple (a), de la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huiles des paliers et de la longueur de cavitation estimée à  $\pm 30^\circ$  (c) pour l'essai de chargement 5000 mg comparé à l'essai à vide avec l'huile HSDf (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min) . . . . 120*
- 4.18 *Comparaisons des valeurs expérimentales de couple et de viscosité obtenues avec un balourd de 5000 mg pour l'huile HSDf avec les valeurs théoriques estimées dans le cas d'un palier de longueur fini en régime stationnaire de vitesse (Accélération :  $0.31 m.s^{-2}$  ; Vitesse consigne :  $3.67 m.s^{-1}$  pendant 10 min). Les valeurs expérimentales de viscosités sont déterminées à partir de la température de l'huile dans les réservoirs . . . . . 121*
- 4.19 *Présentation des zones de portées de paliers à texturer (a) avec les différents paramètres utilisés pour définir les textures souhaitées (b) 123*

4.20	<i>Image topographique de l'arbre lisse de référence observé à l'interféromètre Brucker au niveau de la portée de palier 1 avec un grossissement (<math>\times 5 \times 2</math>) mode VXI . . . . .</i>	124
4.21	<i>Image topographique de l'arbre texturé avec densité surfacique demandé 20% et des profondeurs de cavité <math>5\mu\text{m}</math> observé à l'interféromètre Brucker au niveau de la portée de palier 2 avec un grossissement (<math>\times 5 \times 2</math>) mode VXI (arbre A5) . . . . .</i>	124
4.22	<i>Mise en évidence des effets de la densité de texturation sur le couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à <math>\pm 30^\circ</math> (c). Essais réalisés sans ajout de charge supplémentaire (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	126
4.23	<i>Effet de la densité de texturation sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai pris dans le même plan. Essais réalisés sans balourds additionnels (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	127
4.24	<i>Mise en évidence des effets de la densité de texturation sous chargement sur les réponses en couple (a), les variations de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers ainsi que sur les longueurs de cavitation estimées à <math>\pm 30^\circ</math> (c) (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	129
4.25	<i>Effet de la densité de texturation sous chargement (5 g) sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	130
4.26	<i>Mise en évidence des effets de la profondeur de texturation sur les réponses en couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à <math>\pm 30^\circ</math> (c). Essais réalisés sans chargement dynamique additionnel (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+) . . . . .</i>	132

4.27	<i>Effet de la profondeur de texturation sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leurs excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai. Les tests sont réalisés avec les arbres nus sans ajouts de balourds supplémentaires (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)</i> . . . . .	133
4.28	<i>Mise en évidence des effets de la profondeur de texture sous chargement (5 g) sur les réponses en couple (a), sur la variation de température (b) mesurées dans les réservoirs d'huile des paliers et sur la longueur de cavitation estimée à <math>\pm 30^\circ</math> (c) (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)</i> . . . . .	134
4.29	<i>Effet de la profondeur des cavités sous chargement (5 g) sur le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier instrumenté en fin de régime stationnaire de vitesse (a), et leur excentricités relatives moyennes (b) sur tout l'essai (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)</i> . . . . .	135
4.30	<i>Comparaisons des couples mesurés et simulés numériquement au cours d'essais chargés ou non dynamiquement (masse de 5 g) et réalisés avec les différents arbres texturés. L'essai sans balourds additionnels est présenté en premier. Les résultats issus de l'arbre <b>A1</b> sont présents sur les figures (a) et (b), ceux de l'arbre <b>A6</b> sur (c) et (d) et pour l'arbre <b>A4</b> sur (e) et (f) (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)</i> . . . . .	139
4.31	<i>Évolutions des excentricités relatives moyennes des différents arbres texturés pour des essais sans chargement dynamique (a) et avec (b) (Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min ; Huile utilisée : Bo GrIII+)</i> . . . . .	140
4.32	<i>Modélisation numérique de l'écoulement d'un fluide dans un palier texturé avec des cavités, réalisé à partir de l'équation de Navier-Stokes [34]</i> . . . . .	140
4.33	<i>Comparaison des écarts de couple (a), des variations de température (b), des portions angulaires des zones de rupture de film (c) ainsi que des excentricités relatives moyennes (d) par rapport à un essai de référence réalisé avec un arbre lisse pour les différentes huiles. Pour les arbres <b>A1</b> (4.7 % ; <math>0.9 \mu\text{m}</math>), <b>A4</b> (16.2 % ; <math>0.8 \mu\text{m}</math>) et <b>A6</b> (13.6 % ; <math>2.4 \mu\text{m}</math>). Accélération : <math>0.31 \text{ m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : <math>3.67 \text{ m.s}^{-1}</math> pendant 10 min</i> . . . . .	142

4.34	<i>Comparaison des écarts de couple (a), des variations de température (b), des portions angulaires des zones de rupture de film (c) ainsi que des excentricités relatives moyennes<sup>2</sup> (d) par rapport à un essai de référence réalisé avec un arbre lisse pour les différentes huiles dans le cas d'essais chargés dynamiquement avec une masse totale de 5 g. Pour les arbres <b>A1</b> (4.7 % ; 0.9 <math>\mu\text{m}</math>), <b>A4</b> (16.2 % ; 0.8 <math>\mu\text{m}</math>) et <b>A6</b> (13.6 % ; 2.4 <math>\mu\text{m}</math>). Accélération : 0.31 <math>\text{m.s}^{-2}</math> ; Vitesse consigne : 3.67 <math>\text{m.s}^{-1}</math> pendant 10 min . . . . .</i>	145
A1	<i>Nomenclature du plan d'ensemble du banc hydrodynamique OSIRIS</i>	151
B1	<i>Schéma d'un joint viscoseal avec les paramètres nécessaires à son dimensionnement . . . . .</i>	152
C1	<i>Mise en évidence de la zone de non-recouvrement du schéma de texturation ainsi que du problème des textures sur la portée de palier 1 de l'arbre 3 (Valeurs nominales souhaitées : 5 % - 5 <math>\mu\text{m}</math>). Sur la zone mesurée à l'aide de l'intéféromètre Brucker avec un grossissement <math>\times 5 \times 2</math> en mode VXI (a) et sa représentation 3D (b), un profil est dégagé (c) pour mesurer les hauteurs des bourrelets . . . . .</i>	156
C2	<i>Mise en évidence du souci de rectitude de l'arbre 5 (cas d'un essai de référence en fin de régime stationnaire de vitesse). Présence d'une deuxième synchrone prépondérante (a) relevant d'un défaut de rectitude qui se retrouve sur l'orbite 3D (b). Impactant le déplacement du centre de l'arbre dans le plan médian du palier 1 (c) qui n'évolue plus autour de l'axe nominal des paliers . . . . .</i>	157

# Liste des tableaux

1.1	<i>Définition des différents régime de lubrification en fonction de l'épaisseur réduite. Adapté de [9]</i> . . . . .	8
1.2	<i>Classification des huiles de base de l'API (American Petroleum Institute). Adapté de [14]</i> . . . . .	12
2.1	<i>Dimensions du système</i> . . . . .	35
2.2	<i>Dimensions des joints visco seal</i> . . . . .	39
2.3	<i>Inertie des différentes pièces en rotation du système</i> . . . . .	41
2.4	<i>Table de conversion des unités usuelles en unité SI des vitesses et accélérations utilisées</i> . . . . .	48
2.5	<i>Comparaison des couples d'inertie mesuré expérimentalement et calculé théoriquement en fonction de la valeur d'accélération utilisée</i> .	54
3.1	<i>Tableau récapitulatif des valeurs caractéristiques de la loi de Vogel décrivant l'évolution de la viscosité en fonction de la température pour les différents lubrifiants testés</i> . . . . .	62
3.2	<i>Valeurs de température et de viscosités effectives des huiles PMA, PMAf, HSD et HSDf en supposant le couple théorique égal au couple expérimental et en supposant la loi de Vogel valide. Valeurs obtenues à 500s pour l'ensemble des essais</i> . . . . .	100
4.1	<i>Masses nominales et réelles des poids et des gaines thermorétractables utilisés pour les essais de chargement. Tous les poids sont donnés de manière unitaire. Chaque paire est réalisée avec des masses identiques (au mg près)</i> . . . . .	103
4.2	<i>Valeurs de chargement appliqués lors des essais de chargement. La charge dynamique appliquée par palier ne prend pas en compte la charge statique de 0.56 N</i> . . . . .	104
4.3	<i>Paramètres des textures réalisés sur les arbres étudiés. Les arbres 2,3 et 5 ne sont pas reenus après la caractérisation finale</i> . . . . .	124
4.4	<i>Jeux radiaux équivalents utilisés pour la modélisation des couples effectifs des essais réalisés avec des arbres texturés</i> . . . . .	137
4.5	<i>Valeurs de température et de viscosité du lubrifiant au début de chaque essai</i> . . . . .	141
4.6	<i>Valeurs de température et de viscosité du lubrifiant au début de chaque essai chargé dynamiquement avec une masse totale de 5g</i> . .	143
B1	<i>Dimensions des joints visco seal</i> . . . . .	154



## **AUTORISATION DE SOUTENANCE**

Vu les dispositions de l'arrêté du 25 mai 2016 modifié par l'arrêté du 26 août 2022,

Vu la demande du directeur de thèse

Madame, Monsieur J. CAYER-BARRIOZ et D. MAZUYER

et les rapports de

M. N. BRUNETIERE  
Directeur de recherche CNRS - Université de Poitiers - ISAE-ENSMA  
11 bd Pierre et Marie Curie - 86360 Chasseneuil du Poitou

et de

M. T. DA SILVA BOTELHO  
Professeur - ISAE – Supméca – Institut supérieur de mécanique de Paris  
3 rue Fernand Hainaut - 93407 Saint-Ouen cedex

**Monsieur BARAZZUTTI Cédric**

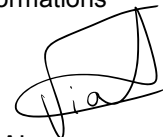
est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

**Ecole doctorale Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique**

Fait à Ecully, le 12 janvier 2023

Pour le directeur de l'Ecole centrale de Lyon  
Le directeur des Formations

Grégory VIAL







## Résumé

Le frottement dans les moteurs thermiques et hybrides est responsable d'un quart des émissions de  $CO_2$  d'un véhicule particulier. La réduction de ces frictions représente donc, dans une logique de développement durable, un enjeu majeur afin de diminuer les gaz à effet de serre et la consommation des véhicules. Dans la partie basse du moteur, les paliers de vilebrequins fonctionnent en régime hydrodynamique, régime de lubrification piloté en grande partie par les propriétés visqueuses des fluides. L'état de surface joue également un rôle dans l'écoulement du fluide, impactant le frottement et la dynamique du contact.

Ce travail de thèse a donc pour objectif de contribuer à la compréhension du frottement hydrodynamique avec des fluides de faible viscosité et des surfaces texturées. A partir de lubrifiants de formulations différentes et pour des surfaces aux motifs choisis, les mécanismes de lubrification ont été étudiés à l'aide du tribomètre hydrodynamique *OSIRIS*, banc palier instrumenté in situ, développé au *LTDS* dans le cadre de cette thèse, pour analyser le comportement de films minces.

La mesure simultanée du couple de frottement, de la température, de la position de l'arbre au sein des paliers ainsi que la localisation et l'extension de la zone de cavitation permet l'identification des mécanismes de lubrification hydrodynamique en parfaite adéquation avec une prédiction numérique. Ces mécanismes sont exacerbés lors d'un chargement dynamique. L'ajout d'additivation introduit une divergence entre mesures expérimentales et numériques, qui s'explique par la présence d'effets non-newtoniens et/ou d'effets de surface. La texturation, avec des cavités peu profondes et peu denses, génère une réduction de frottement. Le couplage formulation – texturation montre une réduction de l'extension de la bulle de cavitation, suggérant un effet potentiel des couches adsorbées sur le comportement du film mince hydrodynamique.

**Mots-clés :** *Lubrification hydrodynamique, Texturation de surface, Rupture de film, Fluide de faible viscosité, Chargement dynamique*

## Abstract

The friction within the thermal and hybrid engines is responsible for one-quarter of the  $CO_2$  emission from a car. With a sustainable development logic, the reduction of these frictions represents a major challenge to reduce the greenhouse gas as well as the consumption of a car. In the lower part of the engine, the crankshaft bearings are running in the hydrodynamic regime, which is widely driven by the viscosity properties of the fluids used. The roughness also plays a role in the lubricant flow within the bearing impacting the friction and the dynamic of the contact.

This work aims to contribute to the understanding of hydrodynamic friction with low viscosities fluids and textured surfaces. Starting from different lubricants formulations and for chosen textured profile, the lubrication and dynamical mechanisms have been studied thanks to the *OSIRIS* hydrodynamic tribometer, a journal bearing workbench developed at the *LTDS* as part of the PhD work.

The simultaneous measurement of the friction torque, the temperature, the shaft position within the bearings as well as the location and the extension of the cavitation area allow the identification of the hydrodynamic lubrication mechanisms in perfect adequacy with a numerical prediction. These mechanisms are exacerbated under dynamic loading. The addition of additives introduces a divergence between the experimental and numerical values, which could be explained by the presence of non-Newtonian effects as well as surface effects. The texturation, with shallow and sparsely dense cavities, generates a friction reduction. The coupling formulation-texturation shows a reduction of the cavitation's bubble extension suggesting a potential effect of adsorbed layers on hydrodynamic thin film behaviour.

**Keywords :** *Hydrodynamic lubrication, Surface texturing, Cavitation, Low viscosity fluid, Dynamic load*