



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

– المدرسة الوطنية العليا للتكنولوجيا والهندسة – عنابة

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE TECHNOLOGIE ET D'INGENIERIE – ANNABA

Département Génie des Procédés et Energétique

MEMOIRE

En vue d'obtention du diplôme d'INGÉNIEUR D'ETAT

Domaine : Science et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique et développement durable

Présenté par

DAMENE Charif

Influence de la température sur la lubrification hydrodynamique des paliers lisses

Encadré par

Dr. AYAD Amar

ENSTI Annaba

Membres du jury :

OTMANI Abdessalam

MCB Président

ENSTI Annaba

NIOU Slimane

MCA Examineur

ENSTI Annaba

Remerciements

Merci à Dieu le Tout Puissant de m'avoir donné la force et le courage de commencer et de terminer ce modeste travail.

Tout d'abord, je remercie chaleureusement mon encadreur Mr Ayad Amar pour son encadrement, ses précieux conseils et son soutien constant tout au long de ce travail. Sa compétence, sa disponibilité et sa bienveillance ont été des sources d'inspiration et de motivation.

Je souhaite également remercier l'ensemble des professeurs de ENSTI pour les connaissances et les compétences qu'ils m'ont transmises au cours de ces années d'études.

Mes sincères salutations vont également aux membres de jury qui ont consacré une part importante de leurs temps à la lecture et l'évaluation de ce travail

Un grand merci à mes camarades de promotion pour leur soutien, leurs encouragements et les moments de partage. Ensemble, nous avons surmonté de nombreux défis et partagé des moments inoubliables.

Je tiens à exprimer ma gratitude à ma famille et à mes amis pour leur soutien inconditionnel, leur compréhension et leurs encouragements constants. Leur présence à mes côtés a été un pilier tout au long de ce parcours.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce projet.

Dédicace

Je dédie ce projet de fin d'étude à

mes parents,

mes sœurs

et mon frère Afif

pour leur amour, leur soutien indéfectible et leurs sacrifices. Sans eux, rien de tout cela n'aurait été possible.

Je dédie également ce travail à mes amis et à tous ceux qui m'ont soutenu et encouragé tout au long de ce parcours académique.

Sommaire

Résumé

Abstract

ملخص

Introduction	Générale	4
I.	Chapitre 1 : Etat de l'art	5
	I.1 Recherche bibliographique sur les paliers hydrodynamiques	5
	I.2 Généralité sur les paliers lubrifiés	6
	I.3 Paliers hydrodynamiques	8
	I.3.1 Paliers à géométrie fixe	9
	I.3.2 Paliers à géométrie variable (Paliers à patins oscillants)	10
	I.4 La lubrification	10
	I.4.1 Courbe de Stribeck	11
	I.4.2. Différents régimes de lubrification	11
II.	Chapitre 2 : Modélisation mathématique et simulation.....	12
	II.1 Contexte	12
	II.2 Equations générales de la mécanique des films minces visqueux	12
	II.2.1 Lois fondamentales de la mécanique des milieux continus.....	12
	II.2.2 Equation de Navier-Stokes	13
	II.3 Equation de la mécanique des films minces visqueux généralisée.....	13
	II.3.1 Equation de la mécanique des films minces visqueux	15
	II.3.2 Equation de Reynolds généralisée	16
	II.4 Equation de l'énergie et du transfert de chaleur.....	18
III.	Chapitre 3 : Résultats et discussions.....	19
	III.1 Introduction.....	19
	III.2 Méthode de résolution.....	19
	III.2.1 Discrétisation de l'équation de Reynolds généralisée	19
	III.2.2 Conditions aux limites	20
	III.2.3 Caractéristiques statiques	21
	III.2.4 Procédé de calcul :	21
	III.3 Résultats et discussions.....	22
	III.3.1 Influence de la température sur le champ de pression	22

III.3.2 Influence des conditions de fonctionnement sur la distribution de pression.....	23
III.3.3 Analyse de l'épaisseur du film lubrifiant en fonction des conditions de fonctionnement ..	23
III.3.4 Influence des conditions de fonctionnement sur la température maximale.....	24
III.3.5 Influences de la portance	25
III.3.6 Influence de la rugosité	26
III.4 Conclusion	26
Conclusion et perspectives.....	27
IV. Références bibliographiques	29
V. Annexe : Code de calcul.....	30

Listes des figures

Figure 1 : Paliers d'un Laminier refroidis à l'huile Puissance 2x1200KW [18].....	8
Figure 2 : Coussinets de paliers circulaires.[11].....	8
Figure 3 : Un palier endommagé [18].....	8
Figure 4 : Section droite d'un palier lisse [14]	9
Figure 5 : Phases de travail d'un palier lisse [20].....	10
Figure 6 : Courbe de Stribeck [17]	11
Figure 7 : Notations et conditions aux limites sur les vitesses.....	14
Figure 8 : Système d'axes et vitesses des parois [11]	16
Figure 9 : Champ de pression hydrodynamique au sein du palier.....	22
Figure 10 : Variation de la pression en fonction des coordonnées angulaires pour différentes vitesses	23
Figure 11 : Épaisseur du film en fonction des coordonnées angulaires.....	24
Figure 12 : Distribution de la température en des coordonnées angulaires et radiales	25
Figure 13 : Variation de la température en fonction de longueur du palier et l'excentricité	25
Figure 14 : Influence de la portance sur la température du film lubrifiant.....	25
Figure 15 : Influence de la portance sur la pression du film lubrifiant	25
Figure 16 : Influence de la rugosité sur la température du film lubrifiant.....	26
Figure 17 : Influence de la rugosité sur la pression du film lubrifiant.....	26

Listes des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement	22
---	----

Résumé :

Ce projet de fin d'études explore l'influence de la géométrie des paliers lisses sur leurs performances en matière de lubrification. Une lubrification efficace est essentielle pour diminuer le frottement et l'usure, ce qui prolonge la durée de vie des paliers. Les résultats indiquent que la géométrie des paliers a un impact notable sur l'optimisation de la lubrification, avec des répercussions directes sur la conception et la maintenance des machines tournantes.

Mots clés : Paliers lisses, lubrification, frottement, usure, film lubrifiant.

Abstract:

This final project explores the influence of journal bearing geometry on their lubrication performance. Effective lubrication is crucial for minimizing friction and wear, which extends bearing life. The results indicate that bearing geometry has a significant impact on lubrication optimization, with direct implications for the design and maintenance of rotating machinery.

Keywords: Journal bearings, lubrication, friction, wear, lubricating film.

ملخص:

يهدف هذا المشروع البحثي إلى استكشاف تأثير هندسة المحامل الملساء على أدائها فيما يتعلق بالتشحيم. يُعد التشحيم الفعال أمرًا أساسيًا لتقليل الاحتكاك والتآكل، مما يؤدي إلى إطالة عمر المحامل. تشير النتائج إلى أن هندسة المحامل لها تأثير ملحوظ على تحسين التشحيم، مع عواقب مباشرة على تصميم وصيانة الآلات الدوارة.

الكلمات المفتاحية: هندسة المحامل، التزيت، الاحتكاك، التآكل، طبقة التزيت.

Introduction Générale

La lubrification hydrodynamique des paliers lisses est un domaine crucial pour le bon fonctionnement des machines tournantes, telles que les turbines, les moteurs et les compresseurs. La performance des paliers lisses est fortement influencée par les conditions de lubrification, qui dépendent de plusieurs facteurs, dont la rugosité de la surface, la charge appliquée et la vitesse de rotation. Une compréhension approfondie de l'interaction entre ces paramètres et leur impact sur la température, la pression et l'épaisseur du film lubrifiant est essentielle pour garantir la fiabilité et la durabilité des machines.

Cette étude vise à explorer en profondeur l'influence de la géométrie des paliers lisses sur la lubrification hydrodynamique. En particulier, elle analyse comment les variations de la rugosité, de la charge et de la vitesse affectent les caractéristiques du film lubrifiant. Les résultats obtenus permettront de mieux comprendre les mécanismes en jeu et de proposer des améliorations pour la conception et la maintenance des systèmes de lubrification.

Pour ce faire, nous décrirons notre méthodologie expérimentale, en détaillant les outils et les techniques utilisés pour évaluer l'impact de la géométrie sur la lubrification hydrodynamique des paliers lisses. Nous aborderons les méthodes de mesure, les dispositifs de simulation des charges appliquées, et les instruments de mesure de la vitesse de rotation. Nous expliquerons également comment nous avons obtenu la température, la pression et l'épaisseur du film lubrifiant.

Ensuite, nous présenterons nos résultats et discussions, mettant en évidence les conclusions clés de notre recherche. Nous analyserons les données obtenues pour montrer comment la géométrie des paliers influe sur la formation et la stabilité du film lubrifiant. Nous discuterons des implications potentielles de ces résultats pour l'industrie, notamment en termes de conception de nouveaux paliers plus efficaces et de stratégies de maintenance préventif.

En conclusion, cette étude offre des perspectives intéressantes pour l'amélioration de la lubrification hydrodynamique des paliers lisses, avec des applications directes dans l'industrie des machines tournantes. Les connaissances acquises peuvent contribuer à prolonger la durée de vie des équipements, à réduire les coûts de maintenance et à augmenter la fiabilité des installations industrielles.

I. Chapitre 1 : Etat de l'art

I.1 Recherche bibliographique sur les paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques sont des éléments mécaniques qui utilisent un film de fluide, généralement de l'huile, pour supporter la charge et réduire le frottement. Ils sont utilisés dans une large gamme d'applications, des turbines à gaz aux machines-outils, en raison de leur capacité à supporter des charges élevées et de leur faible coefficient de frottement.

Les avancées récentes dans la recherche sur les paliers hydrodynamiques couvrent un large éventail d'aspects, de la conception géométrique et des matériaux à la modélisation avancée et à l'intégration des technologies de l'IA. Ces progrès permettent de développer des paliers plus fiables, durables et performants, répondant aux besoins croissants des applications industrielles modernes. Les perspectives futures indiquent une tendance continue vers l'optimisation et l'innovation, soutenue par les technologies émergentes de l'industrie 4.0. [1]

Ces dernières années, des avancées significatives ont été réalisées dans la compréhension, la conception et l'optimisation des paliers hydrodynamiques. Cet état de l'art examine les progrès récents dans ce domaine, en se concentrant sur les nouvelles méthodes de conception, les innovations en matériaux, et les techniques de modélisation et de simulation.

La géométrie des paliers hydrodynamiques est un facteur déterminant pour leur performance. Les recherches récentes [1, 2] ont exploré diverses configurations géométriques pour optimiser la distribution de la pression du film lubrifiant et améliorer la capacité de charge. Par exemple, les paliers à rainures et à poches sont étudiés pour leur capacité à stabiliser le film lubrifiant sous des conditions de charge dynamique [3]. Des études ont montré que des modifications spécifiques de la géométrie peuvent réduire la friction et prolonger la durée de vie des paliers [3].

L'état de surface des paliers influence directement la formation et le maintien du film lubrifiant. Des avancées ont été réalisées dans les techniques de texturation de surface, telles que la micro-texturation par laser, qui peuvent créer des motifs sur la surface du palier pour améliorer la rétention du lubrifiant et réduire les frottements. Ces techniques permettent une lubrification plus efficace, surtout dans des conditions de charge variable [4].

L'amélioration des matériaux utilisés pour fabriquer les paliers hydrodynamiques est une autre direction de recherche importante. Les matériaux composites et les alliages avancés sont de plus en plus utilisés pour leurs propriétés mécaniques et thermiques. Les matériaux tels que les céramiques et les polymères renforcés offrent une résistance accrue à l'usure et une meilleure stabilité thermique [5].

Les revêtements de surface jouent un rôle crucial dans la réduction du frottement et de l'usure. Les revêtements à base de céramique et de diamant sont étudiés pour leur capacité à réduire le coefficient de frottement et à augmenter la résistance à l'usure. De plus, les revêtements auto-lubrifiants, qui libèrent progressivement du lubrifiant sous l'effet de la chaleur ou de la pression, montrent un potentiel prometteur pour améliorer la performance des paliers hydrodynamiques [5].

Les progrès en simulation numérique ont permis une meilleure compréhension des phénomènes hydrodynamiques dans les paliers. Les simulations par éléments finis (FEA) et les méthodes de dynamique des fluides computationnelle (CFD) sont largement utilisées pour modéliser le comportement du film lubrifiant sous différentes conditions de charge et de vitesse. Ces outils permettent d'optimiser la conception des paliers en prédisant les zones de haute pression et les variations d'épaisseur du film lubrifiant [6].

L'intégration de l'intelligence artificielle (IA) et des techniques d'apprentissage automatique (ML) dans la recherche sur les paliers hydrodynamiques est une tendance émergente. Les algorithmes de ML sont utilisés pour analyser de grandes quantités de données expérimentales et de simulation afin de prédire les performances des paliers et d'identifier des configurations optimales. Ces techniques offrent une approche plus rapide et plus précise pour l'optimisation des paliers par rapport aux méthodes traditionnelles [7].

Les systèmes de surveillance en temps réel, équipés de capteurs intelligents, permettent une maintenance prédictive des paliers hydrodynamiques. Ces systèmes peuvent détecter les anomalies et prévoir les défaillances avant qu'elles ne se produisent, réduisant ainsi les temps d'arrêt imprévus et les coûts de maintenance [7, 8].

L'adoption des technologies de l'industrie 4.0, telles que l'Internet des objets (IoT) et l'analyse de données massives, offre de nouvelles possibilités pour l'amélioration des paliers hydrodynamiques. Ces technologies permettent une surveillance plus précise et une gestion optimisée des systèmes de lubrification, conduisant à des gains significatifs en termes de fiabilité et d'efficacité opérationnelle [7, 8, 9].

I.2 Généralité sur les paliers lubrifiés

Les paliers constituent des éléments fondamentaux pour le bon fonctionnement des machines tournantes. Ils jouent un rôle crucial en assurant deux fonctions essentielles et complémentaires : le guidage et le soutien des éléments rotatifs, ainsi que la réception et la transmission des charges [11].

Les paliers agissent comme des points d'appui pour les arbres et axes qui constituent le cœur des machines tournantes. Ils les maintiennent en place, empêchant tout mouvement incontrôlé et garantissant un positionnement précis dans l'espace. Cette fonction de guidage est

indispensable pour un mouvement de rotation fluide et stable, sans vibrations excessives ni risque de déformation. En limitant la rotation ou la translation des éléments rotatifs selon les besoins, les paliers contrôlent le mouvement et le maintiennent conforme à la conception de la machine. La précision du guidage assuré par les paliers est particulièrement importante pour les machines exigeant un positionnement rigoureux, comme les machines-outils, les robots industriels ou les systèmes de guidage de précision [11].

Les paliers supportent les charges exercées par les éléments rotatifs sur la structure fixe de la machine. Ces charges peuvent être de nature statique, dues au poids de l'arbre et des pièces qui y sont fixées, ou de nature dynamique, générées par les forces centrifuges lors de la rotation. En recevant et en transmettant ces charges, les paliers agissent comme des interfaces entre les éléments rotatifs et la structure fixe de la machine. Ils permettent ainsi de répartir les forces de manière optimale, évitant la concentration de contraintes excessives et réduisant les risques de déformations ou de rupture. Cette fonction est particulièrement importante dans les machines soumises à des efforts importants, comme les moteurs, les turbines, les pompes ou les compresseurs, où les paliers doivent être capables de supporter des charges considérables sans faillir [11].

Outre ces fonctions principales, les paliers peuvent jouer un rôle dans la réduction du frottement et de l'usure grâce à des systèmes de lubrification adaptés. Ils peuvent également absorber les vibrations et les chocs, réduisant ainsi les niveaux de bruit et protégeant les autres composants de la machine. De plus, certains types de paliers permettent de contrôler la vitesse et la direction du mouvement des éléments rotatifs, ce qui est particulièrement utile dans les systèmes de commande et de régulation [11].

La conception et le choix des paliers dépendent de nombreux facteurs, notamment la nature de la charge, la vitesse de rotation, la précision requise, les conditions environnementales et les exigences de maintenance. Un choix judicieux des paliers garantit un fonctionnement optimal et une durée de vie prolongée des systèmes mécaniques [11].

Chaque type de palier présente des caractéristiques et des avantages spécifiques qui le rendent plus approprié à certaines applications que d'autres.

- Paliers roulements.
- Paliers secs.
- Paliers poreux.
- Paliers magnétiques.
- Paliers à butées fluides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride).

Un intérêt particulier sera porté sur les paliers hydrodynamiques.[11]

I.3 Paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques, lubrifiés par un fluide incompressible, permettent la transmission de charges importantes à des vitesses moyennes. L'huile minérale est fréquemment utilisée comme fluide lubrifiant dans ce type de palier. Cependant, la contrainte thermique reste un défi important, car la température peut fluctuer et difficilement être contrôlée.

La lubrification hydrodynamique dépend d'une vitesse de glissement significative entre l'arbre et le coussinet. Si cette vitesse de glissement diminue, l'épaisseur du film d'huile se réduit et devient incapable de maintenir un champ de pression suffisant. Dans ce cas, l'arbre vient en contact avec le coussinet, entraînant un risque de frottement et d'usure importants [12].

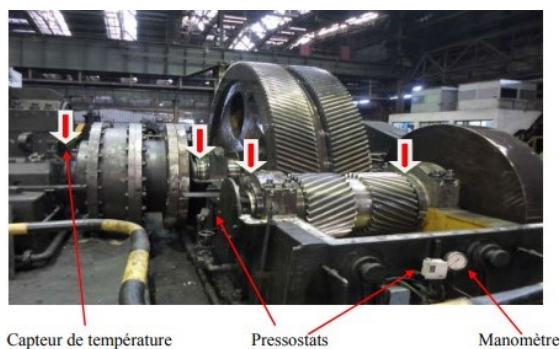


Figure 1 : Paliers d'un Laminioir refroidis à l'huile Puissance 2x1200KW [18]



Figure 2 : Coussinets de paliers circulaires.[11]

Bien que ces paliers permettent des durées de vie importante au-delà de 30 000 heures de service, ils nécessitent une maintenance prédictive soigneusement et rigoureusement appliquée, car une petite variation de température ou de pression de service risque d'endommager sévèrement les paliers. Ce qui explique pourquoi ces paliers sont alimentés par des centrales hydrauliques bien surveillées (figure 1) avec un circuit d'huile refroidie à l'eau. La figure (3) présente un coussinet et un arbre d'un laminioir endommagés [13].

Il existe deux types de configuration de paliers hydrodynamiques [11] :

- Paliers à géométrie fixe.
- Paliers à géométrie variable.



Figure 3 : Un palier endommagé [18]

I.3.1 Paliers à géométrie fixe

I.3.1.1 Paliers lisses cylindriques

Les paliers lisses sont des composants essentiels dans une variété de mécanismes tels que les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbines, les alternateurs, et les réducteurs. Ils offrent une solution technique simple mais efficace, où un lubrifiant est utilisé pour permettre à un arbre cylindrique de tourner à l'intérieur d'un alésage. Dans de nombreux cas, les paliers lisses représentent la meilleure option disponible en termes de performances et de fiabilité.

I.3.1.1.1. Caractéristiques géométriques

Un palier lisse est constitué de deux éléments [14] :

- L'arbre de rayon R_a ;
- Le coussinet de rayon R_c et de longueur L (figure 4).

Ainsi, on peut schématiser un palier lisse par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs :

- Le jeu radial ($C=R_c-R_a$)
- Le jeu relatif (C/R) est de l'ordre de 0.001,
- Le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier.

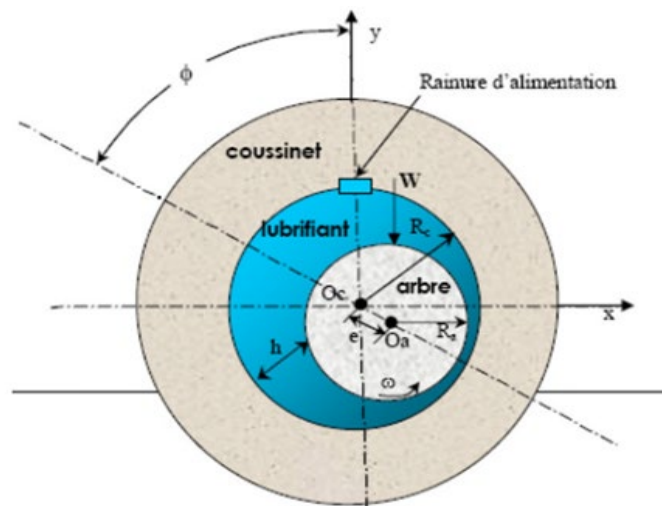


Figure 4 : Section droite d'un palier lisse [14]

I.3.1.1.2 Les types de palier lisse cylindrique

Les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types en fonction de leur diamètre [15] :

- Palier court
- Palier infiniment long
- Palier de longueur finie

I.3.1.1.3 Phases de travail d'un palier lisse

Lors de la mise en route sous charge d'un palier, on observe les trois phases représentées dans (la figure 5). Les points représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet, tandis que la flèche désigne la charge extérieure appliquée. A l'arrêt, l'arbre et le coussinet sont en contact. La génératrice commune est opposée à la charge et la distance est égale au jeu radial C . Au démarrage l'arbre roule en glissant (l'intérieur du coussinet et le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet). Dès que la vitesse de rotation devient suffisante il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose [16].

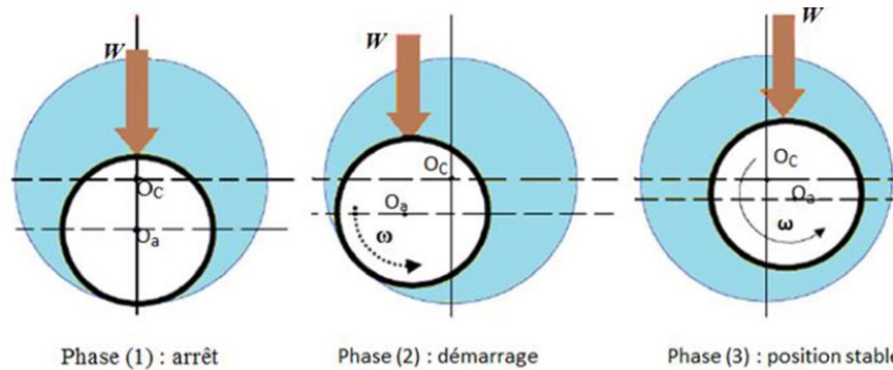


Figure 5 : Phases de travail d'un palier lisse [20]

I.3.2 Paliers à géométrie variable (Paliers à patins oscillants)

Les paliers à patins oscillants sont des paliers réglables en fonction de leur mode de fonctionnement. Ils sont constitués de n patins, identiques ou différentes, articulés chacun autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots [14].

- Paliers hydrostatiques
- Paliers hybrides

I.4 La lubrification

La lubrification est une science s'intéressant à l'étude des phénomènes d'interaction entre deux corps en contact. Un troisième corps appelé lubrifiant est inséré entre ces deux derniers, il peut être fluide, solide ou semi-solide [17].

La lubrification permet de réduire le frottement et l'usure, dissiper la chaleur générée lors du contact, prévenir la corrosion et empêcher le grippage. Il existe trois types de lubrification :

- Hydrodynamique ;
- Hydrostatique ;
- Elasto-hydrodynamique.

On s'intéressera dans notre travail particulièrement la lubrification hydrodynamique.

I.4.1 Courbe de Stribeck

Cette courbe permet de définir les trois modes de fonctionnement ou régimes de lubrification d'un palier. Chacun correspond à un type de lubrification qui dépend de la pression dans le contact [18]. La figure 6 illustre ces trois modes de fonctionnement :

- la région 1 est définie comme étant un régime de lubrification limite.
- la région 2 correspond à un régime de lubrification dit mixte.
- la région 3 est dite lubrification hydrodynamique.

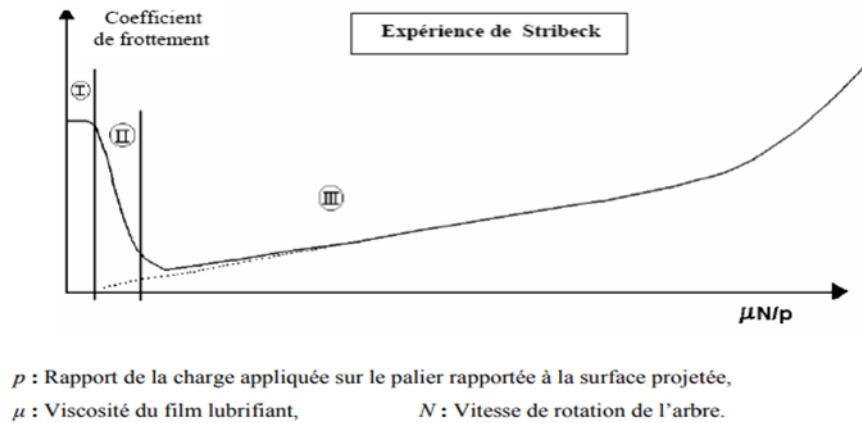


Figure 6 : Courbe de Stribeck [17]

I.4.2. Différents régimes de lubrification

➤ Lubrification limite

Ce type de lubrification se produit lors du démarrage et de l'arrêt des machines, lorsque les surfaces ne sont pas complètement séparées, ce qui entraîne une usure accrue. L'onctuosité du lubrifiant est la caractéristique principale dans ces conditions. Lorsque le film se rompt, une discontinuité se crée, entraînant un coefficient de frottement plus élevé. Par exemple, le coefficient de frottement entre deux pièces en acier est d'environ 0,15 lorsque le film est intact et de 0,3 à 0,5 lorsque le film est rompu.

➤ Lubrification mixte

Il s'agit d'un régime de transformation pour lequel la lubrification hydrodynamique devient importante et sépare les surfaces restant encore en contact sur une partie de leurs aspérités [10].

➤ Lubrification hydrodynamique

La lubrification hydrodynamique est un régime où un film lubrifiant sépare complètement les surfaces en mouvement, empêchant tout contact solide entre elles en raison de l'épaisseur du film qui est supérieure aux aspérités et défauts de forme des surfaces [19].

II. Chapitre 2 : Modélisation mathématique et simulation

II.1 Contexte

L'équation de Reynolds est une équation fondamentale en mécanique des fluides qui décrit le comportement d'un film mince visqueux entre les surfaces d'un palier hydrodynamique. Elle permet de déterminer la pression et l'épaisseur du film lubrifiant nécessaire pour assurer un fonctionnement optimal du palier.

L'équation de Reynolds généralisée est une extension de l'équation de Reynolds qui prend en compte des effets plus complexes tels que la viscosité non newtonienne du fluide lubrifiant. Cela permet de modéliser de manière plus précise le comportement du film lubrifiant dans des conditions réelles.

Les hypothèses couramment utilisées dans la modélisation des paliers hydrodynamiques incluent l'hypothèse de la minceur du film lubrifiant, qui considère que l'épaisseur du film est négligeable par rapport aux dimensions du palier. Une autre hypothèse importante est l'hypothèse de la viscosité constante, qui suppose que la viscosité du fluide lubrifiant reste constante dans tout le film.

II.2 Equations générales de la mécanique des films minces visqueux

II.2.1 Lois fondamentales de la mécanique des milieux continus

Les équations générales de la mécanique des fluides sont établies à partir des lois de conservation de la mécanique des milieux continus, et de la loi de comportement rhéologique du fluide considéré [11].

Pour un fluide Newtonien et compressible, les équations générales sont les suivantes :

- Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad i = 1, 2, 3 \quad (\text{II.1})$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad [i, j] = [1, 2, 3]^2 \quad (\text{II.2})$$

- Loi de comportement rhéologique ou équation constitutive :

$$\sigma_{ij} = (-P + \lambda \theta) \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \quad (\text{II.3})$$

Avec : $\varepsilon_{ij} = 1/2 \cdot (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i)$ et $\theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}$

- Equation de conservation de l'énergie :

$$\rho \cdot Cp \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} \quad (\text{II.4})$$

$(\sigma_{ij}) \cdot \varepsilon_{ij} = 0$ dans le cas d'un solide)

Avec :

x_i, t variable d'espace et de temps ;

u_i composantes de la vitesse d'une particule fluide;

f_i forces massiques extérieures gravité,... ;

σ_{ij} tenseur de taux de déformation;

ε_{ij} tenseur de contraintes ;

Cp chaleur massique à pression constante ;

K coefficient de conductibilité thermique du fluide ;

P pression ;

T température du fluide

II.2.2 Equation de Navier-Stokes

En regroupant l'équation (2.3) dans l'équation (II.2) et en négligeant les forces massiques extérieures, on obtient les équations de Navier [11] :

$$\rho \frac{du_i}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial \lambda}{\partial x_i} \quad (\text{II.5})$$

Avec : $(du_i/dt) = (\partial u_i / \partial t) + u_j (\partial u_i / \partial x_j)$

II.3 Equation de la mécanique des films minces visqueux généralisée

En mécanique des films minces visqueux, la dimension suivant l'épaisseur du film (o, x_2) est très faible par rapport aux deux autres dimensions du contact (figure 7) ce qui permet, pour déterminer l'ordre de grandeur des différents termes de l'équation (II.5) d'écrire [10] :

$$\bar{x}_1 = \frac{x_1}{L}, \bar{x}_2 = \frac{x_2}{H}, \bar{x}_3 = \frac{x_3}{L}, \bar{t} = \frac{t \cdot V}{L}, \bar{u}_1 = \frac{u_1}{V}, \bar{u}_2 = \frac{u_2 \cdot L}{VH}, \bar{u}_3 = \frac{u_3}{V}$$

$$\text{Et ajouter pour cette étude : } \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$$

Dans ces expressions, L et V représentent respectivement les dimensions et les vitesses caractéristiques selon les axes (o, x_1) et (o, x_3); H et VH/L représentent celles selon (o, x_2); L/V ,

μ_0 et λ_0 définissent l'ordre de grandeur du temps et des coefficients de Navier (viscosité dynamique du fluide). On suppose que ces deux coefficients sont de même ordre de grandeur. Ce changement de variables conduit à poser : $P^- = P.H^2/(\mu_0.V.L)$. [10]

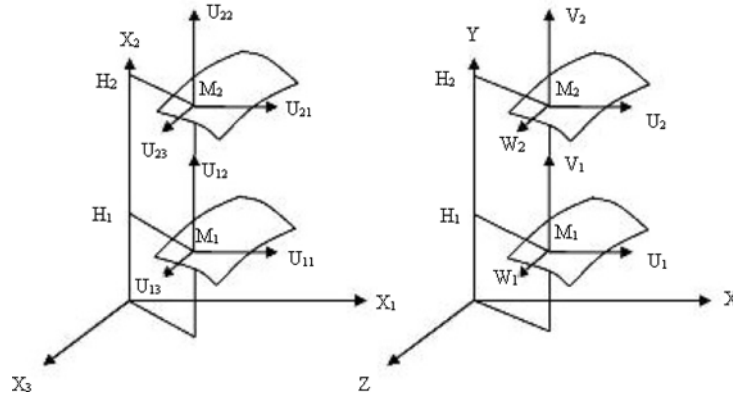


Figure 7 : Notations et conditions aux limites sur les vitesses

Remarquons que cette vitesse caractéristique V peut être définie ; en régime de lubrification hydrodynamique comme étant la vitesse d'une des parois du contact.

Compte tenu de ces changements de variables l'équation (II.5) s'écrit

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_1} = -\varepsilon R \bar{\rho} \left[\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial \bar{t}} + u_j \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial \bar{x}_j} \right] + \bar{\mu} \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial \bar{x}_2^2} + \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial \bar{x}_2} \cdot \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial \bar{x}_2} \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_2} = 0 \end{cases} \quad (\text{II.6})$$

Les termes en $\varepsilon.R$, ou termes d'inertie, de l'équation (II.6) seront négligeable devant les termes de viscosité quand $\varepsilon.R \ll 1$; ce qui est vérifié dans la plupart des écoulements rencontrés en lubrification.

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x_1} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_3} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial x_2} = 0 \\ \frac{\partial P}{\partial x_3} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Pour intégrer les équations (II.6), il faut connaître les conditions aux limites sur la vitesse (figure 7). Si on suppose qu'il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact autrement dit, si le fluide adhère parfaitement aux parois, ces conditions peuvent s'écrire :

$$\text{Paroi 1 : } x_2 = H_1(x_1, x_3, t) \quad u_1 = U_{11}, \quad u_2 = U_{12}, \quad u_3 = U_{13} \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Paroi 2 : } x_2 = H_2(x_1, x_3, t) \quad u_1 = U_{21}, \quad u_2 = U_{22}, \quad u_3 = U_{23}$$

Dans cette notation, le premier et le second indice indiquent respectivement la paroi et la direction.

Le choix d'un système d'axes tel que l'épaisseur du film soit toujours mesurée selon (0, x₂) impose que pour certains contacts, le contact cylindrique par exemple, de négliger la courbure générale du film.

L'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_3} \right) = \frac{\partial}{\partial x_3} [U_{21}(R_2 - F) + U_{11}F]U - \rho_2 U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + \\ \rho_2 U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_3} [U_{23}(R_2 - F) + U_{13}F] - \rho_2 U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} + \rho_1 U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3} + \frac{\partial R_2}{\partial t} - \\ \rho_2 \frac{\partial H_2}{\partial t} + \rho_1 \frac{\partial H_1}{\partial t} + \rho_2 U_{22} \rho_1 U_{12} \end{aligned} \quad (\text{II.9})$$

Les expressions des vitesses s'écrivent :

$$\begin{cases} u_1 = U_{11} + \frac{\partial P}{\partial x_1} \left(1 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{21} - U_{11}}{J_2} \\ u_3 = U_{13} + \frac{\partial P}{\partial x_3} \left(1 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{23} - U_{13}}{J_2} \end{cases} \quad (\text{II.10})$$

Les contraintes de cisaillement s'écrivent :

$$\begin{cases} \sigma_{12} = \mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} = \frac{\partial P}{\partial x_3} \left(X_2 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{21} - U_{11}}{J_2} \\ \sigma_{32} = \frac{\partial u_3}{\partial x_2} = \frac{\partial P}{\partial x_3} \left(X_2 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{23} - U_{13}}{J_2} \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

II.3.1 Equation de la mécanique des films minces visqueux

Dans le cas où la température ne varie pas selon l'épaisseur du film, et si l'on suppose, comme c'est généralement le cas de la viscosité μ et la masse volumique ρ du fluide ne sont fonction que de la température et de la pression, on peut écrire donc [10] :

$$\mu = \mu(x_1, x_3, t), \rho = \rho(x_1, x_3, t) \quad (\text{II.12})$$

L'équation (II.13) se simplifie sensiblement et prend alors le nom de " L'équation de la mécanique des films minces visqueux" et s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho \frac{(H_2 - H_1)^2}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} \right] + \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\rho \frac{(H_2 - H_1)^2}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho (U_{11} + U_{21})(H_2 - H_1) - \right. \\ \left. 12 \rho U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + 12 \rho U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1} \right] + \\ 6 \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\rho (U_{13} + (U_{23}))(H_2 - H_3) - \right. \\ \left. 12 \rho U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} + 12 \rho U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3} \right] + 12 \rho (U_{22} + (U_{12})) + 12 (H_2 - H_1) \frac{\partial P}{\partial t} \end{aligned} \quad (\text{II.13})$$

Les expressions u_1 et u_3 ont les formes suivantes :

$$\begin{cases} u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} [x_1^2 - x_2 (H_1 + H_2) + H_1 H_2] \frac{U_{11} - U_{21}}{H_1 - H_2} (x_2 - H_1) + U_{11} \\ u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} [x_2^2 - x_2 (H_1 + H_2) + H_1 H_2] \frac{U_{13} - U_{23}}{H_1 - H_2} (x_2 - H_1) + U_{13} \end{cases} \quad (\text{II.14})$$

$$\begin{cases} \sigma_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x_1} (2x_1 - H_1 - H_2) + \mu \frac{U_{11} - U_{21}}{H_1 - H_2} \\ \sigma_{13} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x_3} (2x_2 - H_1 - H_2) + \mu \frac{U_{13} - U_{23}}{H_1 - H_2} \end{cases} \quad (\text{II.15})$$

L'équation (II.18) est généralement employée pour étudier l'effet des défauts de forme et des rugosités sur les caractéristiques de fonctionnement d'un mécanisme en régime isotherme. Notons cependant que la viscosité et la masse volumique peuvent varier en fonction de x_1 et x_3 , c'est-à-dire selon la longueur et la largeur du contact ainsi qu'en fonction du temps.

II.3.2 Equation de Reynolds généralisée

L'équation de Reynolds appliquée à un palier cylindrique rugueux en utilisant un fluide Newtonien est déduite des équations des films minces visqueux, qui sont issues des équations de la mécanique des milieux continus. Ainsi, les équations régissant le phénomène sont établies, en adoptant certaines hypothèses simplificatrices : l'épaisseur du film lubrifiant est trop faible par rapport aux autres dimensions du palier, l'arbre et le coussinet sont indéformables, le fluide est Newtonien et incompressible et l'écoulement est laminaire. [11]

Lorsque la vitesse d'une paroi du contact est tangente en tous points de cette paroi (cas fréquent en lubrification) ; l'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée se simplifie car en plaçant l'origine du système d'axe sur cette paroi, on peut poser [11] :

$$H_1 = 0, H_2 = h$$

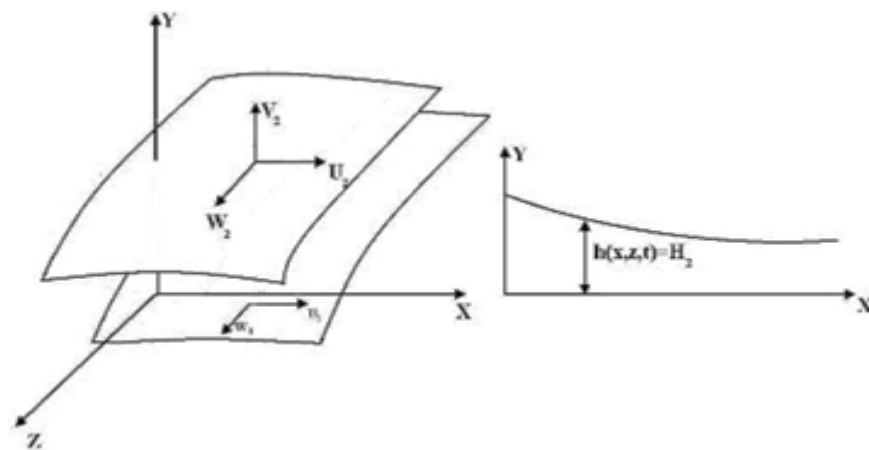


Figure 8 : Système d'axes et vitesses des parois [11]

Si par ailleurs on utilise les coordonnées xyz ; les conditions aux limites sur les vitesses s'écrivent :

Sur la paroi 1, pour $y = 0$, $u = U_1$, $v = 0$, $w = W_1$

Sur la paroi 2, pour $y = h$, $u = U_2$, $v = V_2$, $w = W_2$

Remarquons que le choix du système d'axes impose à la vitesse V_1 de la paroi 1 dans la direction "y" d'être identiquement nulle

Les vitesses u et w du fluide s'écrivent alors :

$$\begin{cases} u = \frac{\partial P}{\partial x} \left(I - \frac{I_2}{J_2} j \right) + \frac{U_2 - U_1}{J_2} J + U_1 \\ w = \frac{\partial P}{\partial x} \left(I - \frac{I_2}{J_2} j \right) + \frac{W_2 - W_1}{J_2} J + W_1 \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

$$\begin{cases} I = \int_0^y \frac{\varepsilon}{\mu} d\varepsilon & J = \int_0^y \frac{d\varepsilon}{\mu} \\ I_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy & J_2 = \int_0^h \frac{dy}{\mu} \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

Des expressions précédentes, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \sigma_{xy} = \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_2 - U_1}{J_2} \\ \sigma_{yz} = \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{W_2 - W_1}{J_2} \end{cases} \quad (\text{II.18})$$

L'équation (II.7) s'appelle alors l'équation de Reynolds généralisée, elle s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(G \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} [U_2 (R_2 - F) + U_1 F] - \rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [W_2 (R_2 - F) + W_1 F] - \rho W_2 \frac{\partial h}{\partial z} \\ + \frac{\partial R_2}{\partial t} - \rho_2 \frac{\partial h}{\partial t} + \rho_2 V_2 \end{aligned} \quad (\text{II.19})$$

Où les fonctions R , F , G sont définies par :

$$R = \int_0^y \rho(x, \varepsilon, z, t) d\varepsilon \quad (\text{II.20})$$

$$F = \frac{1}{J_2} \int_0^h \frac{R}{\mu} dy \quad (\text{II.21})$$

$$G = \int_0^h \frac{Ry}{\mu} dy \cdot F \quad (\text{II.22})$$

$$R_2 = \int_0^h \rho dy \quad (\text{II.23})$$

Très souvent on admet que la masse volumique et la viscosité ne varient pas selon l'épaisseur du film, et on place l'origine du système d'axes sur l'une des parois du contact, l'équation (II.7)

prend alors une forme simple ; c'est l'équation de Reynolds qui s'écrit en coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 + U_2) \} + 6h \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho(W_1 + W_2) \} + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (\text{II.24})$$

Les composantes de la vitesse du fluide u et w dans les directions x et z s'écrivent :

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \end{cases} \quad (\text{II.25})$$

De ces relations, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \\ \tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

L'épaisseur du film lubrifiant au sein du palier (figure 8), est donnée par :

$$H(\theta, z) = C(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad \text{avec} \quad (\text{II.27})$$

C : Représente le jeu radial du palier.

ε : L'excentricité relative.

θ : Et z sont respectivement les coordonnées circonférentielles et axiales du palier.

II.4 Equation de l'énergie et du transfert de chaleur

Sachant que si le palier étudié est aligné, la pression maximale se situe en mi-plan du palier, ce qui explique l'intérêt de cette proposition. Les températures dans le film lubrifiant sont calculées grâce à l'équation bidimensionnelle de l'énergie [11].

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T_f}{\partial \theta} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = K_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (\text{II.28})$$

Le transfert thermique par conduction dans le coussinet est pris en considération. Le transfert de chaleur en axial ne sera pas pris en considération quand on aura résolu l'équation de chaleur dans la zone de pression maximale [11].

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial r_c^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial T_c}{\partial r_c} + \frac{1}{r_c^2} \frac{\partial^2 T_c}{\partial \theta^2} = 0 \quad (\text{II.29})$$

III. Chapitre 3 : Résultats et discussions

III.1 Introduction

Ce chapitre s'articule autour de l'étude thermo-hydrodynamique (THD) d'un palier lisse hydrodynamique de longueur finie soumis à une charge radiale importante. L'objectif principal est d'analyser l'influence de la géométrie et des effets thermiques dans le film lubrifiant sur le comportement du palier.

En effet, la prise en compte des variations de température au sein du film lubrifiant est cruciale pour une compréhension précise du comportement du palier. La température influe directement sur la viscosité de l'huile, qui est un paramètre clé dans le calcul des forces de lubrification et des pressions internes.

Le modèle THD développé permettra d'étudier l'interaction complexe entre le flux thermique et le flux hydrodynamique dans le film lubrifiant. En analysant la distribution de température au sein du film, on pourra comprendre comment les effets thermiques impactent :

- L'épaisseur du film lubrifiant : Les variations de viscosité dues à la température affectent l'épaisseur du film lubrifiant, ce qui peut influencer la capacité de charge du palier et son coefficient de frottement.
- La pression dans le film lubrifiant : La variation de viscosité avec la température modifie la distribution de pression dans le film lubrifiant, impactant ainsi les forces de lubrification et la capacité du palier à supporter la charge appliquée.
- La stabilité du palier : Les effets thermiques peuvent influencer la stabilité du palier, notamment en favorisant l'apparition de vibrations et de mouvements instables, ce qui peut conduire à une usure prématurée.

III.2 Méthode de résolution

Pour résoudre ces équations différentielles, nous avons choisi la méthode des différences finies, bien que cette méthode soit simple et facile à maîtriser, les conditions aux limites qui doivent être utilisées sont difficiles à appliquer [10].

III.2.1 Discrétisation de l'équation de Reynolds généralisée

L'équation de Reynolds généralisée (3) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial G^*}{\partial x} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{R^2} G^* \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \frac{\partial G^*}{\partial z} \frac{\partial P}{\partial z} + G^* \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - \omega_0 \left(\rho \frac{\partial h}{\partial \theta} - \frac{\partial F}{\partial \theta} \right) = 0 \quad \text{Où } G^* = \int_0^h \frac{R^* y}{\mu} dy - I_2 F \quad (\text{III.1})$$

En ce qui concerne le calcul de G^* qui contient des éléments d'intégration, nous tentons d'appliquer la méthode numérique de Simpson composite qui consiste à trouver une

approximation de ces intégrales en subdivisant l'intervalle d'intégration en sous intervalles pour améliorer la précision de la méthode classique de Simpson.

Etant donnée une fonction quelconque $f(x)$. L'intégration de celle-ci en fonction de la variable x sous un intervalle $[a, b]$ subdivisé $[x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_{(n-1)}, x_n]$, s'exprime par :

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{3} [f(x_1) + 4f(x_2) + 2f(x_3) + 4f(x_4) + \dots + 2f(x_{n-2}) + 4f(x_{n-1}) + f(x_n)] \quad (\text{III.2})$$

Avec h qui représente le pas de discrétisation.

Notons que dans le processus de calcul, seules des valeurs approximatives peuvent être obtenues à partir de nouvelles valeurs de viscosité. Evidemment, la viscosité en fonction de la température changeant selon l'épaisseur du film ne s'obtient qu'en calculant le champ de pression, puis le champ de température, pour cette raison, nous devons utiliser l'analyse HD sans tenir compte des effets thermiques en direction radiale permettant de commencer notre processus.

III.2.2 Conditions aux limites

L'équation de Reynolds généralisée, l'équation de l'énergie et l'équation de transfert de chaleur ne peuvent être résolues qu'avec des conditions aux frontières ou bien aux limites entre le liquide et le solide que nous devons rajouter dans le processus de calcul. Les conditions aux limites utilisées sont [10] :

- Conditions aux limites pour le champ de pression (de Reynolds) :

$$P(\theta, \mp L/2) = 0 \quad \text{Pour} \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (\text{III.3.a})$$

- Conditions aux limites pour le film fluide :

$$(i) \quad \text{Sur l'interface fluide-arbre } (y = h) : \quad T_f = T_a \quad (\text{III.3.b})$$

$$(ii) \quad \text{Sur l'interface fluide-arbre } (y = 0) : \quad T_f = T_c \quad (\text{III.3.c})$$

- Conditions aux limites pour le coussinet :

Sur l'interface fluide-coussinet ($y=0, r_c=R_c$) la température est donnée par le flux de chaleur de conduction [11] :

$$K_c \left(\frac{\partial T_c}{\partial r_c} \right)_{r_c=R_c} = -K_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (\text{III.3.e})$$

Dans la zone inactive : $T_c = T_f$

Sur la surface circonférentielle extérieure du coussinet ($r_c=R_E$), intervient la convection d'environnement :

$$K_c \left(\frac{\partial T_c}{\partial r_c} \right)_{r_c=R_E} = h_a [(T_c)_{r_c=R_E} - T_a] \quad (\text{III.3.f})$$

III.2.3 Caractéristiques statiques

La portance hydrodynamique W_h est obtenue par intégration du champ de pression qu'exerce le fluide sur l'arbre. L'équilibre statique de l'arbre dans le palier s'écrit [11] :

$$\vec{W}_h + \vec{W}_0 = \vec{0} \quad (\text{III.4})$$

Les composantes de la portance sont données par :

$$\begin{aligned} \overline{W}_x &= -R \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P(\theta, z) \cos \theta \, d\theta \, dz \\ \overline{W}_y &= R \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P(\theta, z) \sin \theta \, d\theta \, dz \end{aligned}$$

Ce qui permet de calculer la résultante (W_h) :

$$\overline{W}_h = \sqrt{\overline{W}_x^2 + \overline{W}_y^2} \quad (\text{III.5})$$

L'angle de calage se détermine par :

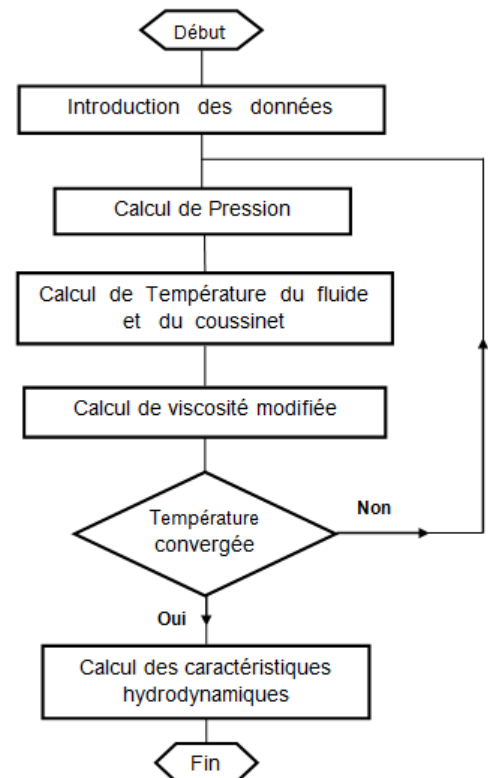
$$\varphi = \tan^{-1} \left(-\frac{\overline{W}_x}{\overline{W}_y} \right) \quad (\text{III.6})$$

III.2.4 Procédé de calcul :

Dans ce paragraphe, nous présentons en détail l'algorithme de résolution du problème THD qui illustre clairement toutes les étapes de calcul que nous avons expliquées ci-dessus.

Le procédé de calcul se résume comme suit :

1. Calculer le champ de pression en résolvant l'équation de Reynolds pour une viscosité initiale constante
2. Calculer les composantes de la vitesse du fluide pour résoudre l'équation d'énergie
3. Résoudre l'équation d'énergie pour le film fluide et l'équation de transfert de chaleur pour le coussinet
4. Calculer la nouvelle viscosité du film
5. Calculer les intégrales que contient l'équation de Reynolds et les composantes de la vitesse d'écoulement du lubrifiant
6. Recalculer un nouveau champ de pression à l'aide de l'équation
7. Recalculer les composantes de la vitesse et les températures du film et du coussinet
8. Répéter les étapes de 4 à 7 jusqu'à ce que la température du film converge
9. Calculer les caractéristiques statiques de l'hydrodynamique.



III.3 Résultats et discussions

Lorsque ce palier a un rapport $L/D = 1$, on considère le cas d'un palier de longueur finie, qui rend le calcul bidimensionnel, se traduisant dans l'équation de Reynolds par les débits circonférentiel et axial non négligeables.

Les résultats obtenus doivent montrés l'influence de la géométrie dans un contact hydrodynamique.

Palier lisse de longueur finie : $L/D = 1$		
Diamètre du palier	D [mm]	200
Longueur de l'arbre	L [mm]	200
Jeu radial à 20°C	C_R [μm]	60,0
Longueur de rainure axiale	L_r [mm]	180
Épaisseur du coussinet	e_c [mm]	50
Conductivité thermique du coussinet	K_c [w/ m °c]	111
Température d'alimentation	T_0 [°c]	40
Température de l'environnement	T_a [°c]	30
Lubrifiant		ISOVG32
Masse volumique du lubrifiant	ρ [kg/m ³]	860
Chaleur spécifique du lubrifiant	C_p [J/ kg °c]	2000
Conductivité thermique du lubrifiant	K_f [W/ m °c]	0.13
Viscosité de l'huile à 40 °C	μ_1 [Pa.s]	0.0224
Viscosité de l'huile à 70 °C	μ_2 [Pa.s]	0.0112

Tableau 1 : Caractéristiques du palier, du lubrifiant et conditions de fonctionnement

III.3.1 Influence de la température sur le champ de pression

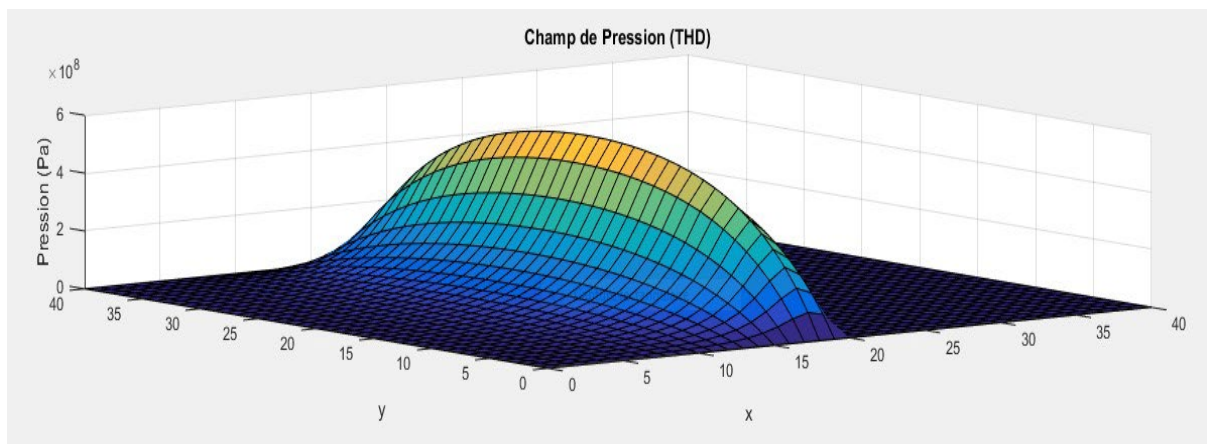


Figure 9 : Champ de pression hydrodynamique au sein du palier

Ce graphique représente la distribution de la pression dans le film lubrifiant d'un palier hydrodynamique. Il permet de visualiser les variations de pression en fonction de la position radiale et axiale du palier.

Le champ de pression présente généralement une forme parabolique, avec une pression maximale au centre (6,5 MPa) du palier et une diminution progressive vers les extrémités.

III.3.2 Influence des conditions de fonctionnement sur la distribution de pression

Le graphique 10 présente la variation de la pression dans un palier en fonction des coordonnées angulaires pour différentes vitesses de rotation. On peut observer les éléments suivants :

Quatre courbes sont représentées, correspondant à deux vitesses de rotation (1500 tr/min et 3000 tr/min) et deux types de lubrification (HD et THD).

Pour chaque vitesse de rotation, la pression est plus élevée avec la lubrification HD (Hydrodynamique) qu'avec la lubrification THD (Thermo-Hydrodynamique).

Lorsque la vitesse de rotation augmente de 1500 tr/min à 3000 tr/min, la pression maximale dans le palier augmente de manière significative, passant d'environ 14 MPa à près de 17 MPa pour la lubrification HD, et d'environ 12 MPa à 15 MPa pour la lubrification THD.

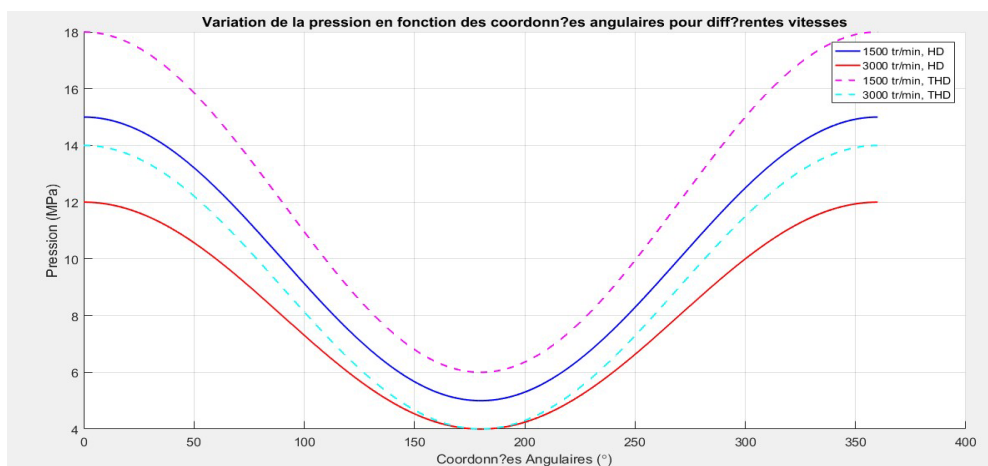


Figure 10 : Variation de la pression en fonction des coordonnées angulaires pour différentes vitesses

III.3.3 Analyse de l'épaisseur du film lubrifiant en fonction des conditions de fonctionnement

La figure 11 présente l'épaisseur du film lubrifiant dans un palier lisse en fonction des coordonnées angulaires pour différentes conditions de fonctionnement. Les courbes sont tracées pour deux vitesses de rotation (1500 tr/min et 3000 tr/min) et pour des analyses hydrodynamiques isothermes (HD) et thermo hydrodynamiques (THD).

Pour les analyses HD et THD, l'augmentation de la vitesse de rotation de 1500 tr/min à 3000 tr/min réduit l'épaisseur minimale du film. Cela peut être dû à l'effet de la vitesse de cisaillement accrue à des vitesses plus élevées qui réduit l'épaisseur du film lubrifiant.

Les courbes HD montrent une plus grande épaisseur du film comparée aux courbes THD, indiquant que la prise en compte des effets thermiques (THD) réduit l'épaisseur du film, probablement en raison de l'augmentation de la température du lubrifiant et la réduction de sa viscosité.

À la même vitesse de rotation, les courbes HD montrent systématiquement une épaisseur de film plus élevée que les courbes THD. Cela indique que les effets thermiques considérés dans les simulations THD entraînent une réduction de la viscosité du lubrifiant, ce qui diminue l'épaisseur du film.

Cette différence est plus prononcée à 3000 tr/min qu'à 1500 tr/min, suggérant que les effets thermiques deviennent plus significatifs à des vitesses de rotation plus élevées.

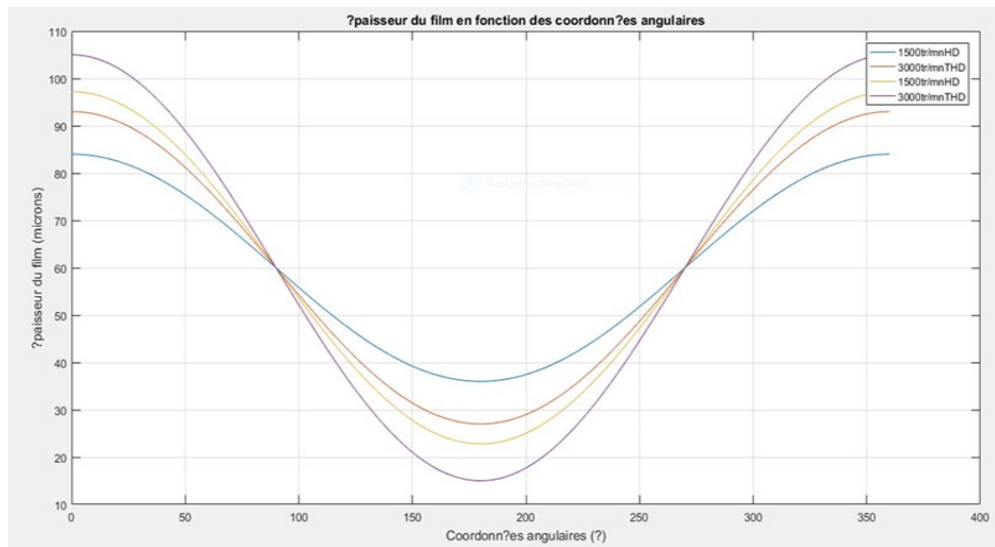


Figure 11 : Épaisseur du film en fonction des coordonnées angulaires

III.3.4 Influence des conditions de fonctionnement sur la température maximale

Les deux graphiques montrent des analyses thermiques des paliers lisses en fonction de différents paramètres. Le premier graphique (figure 12) illustre la distribution de la température en fonction des coordonnées angulaires et radiales. Il révèle que la température varie significativement le long de ces deux axes, indiquant des zones de chaleur concentrée en fonction de l'orientation et de la position radiale. Ce résultat suggère des gradients thermiques importants qui peuvent influencer le comportement tribologique du palier.

Le second graphique (figure 13) illustre la variation de la température en fonction de la longueur du palier et de l'excentricité. Il met en évidence une augmentation progressive de la température avec l'augmentation de la longueur du palier et de l'excentricité, ce qui peut être attribué à une plus grande surface de contact et à une dissipation thermique plus lente. Ces résultats indiquent l'importance de la géométrie du palier et des conditions de fonctionnement sur le régime thermique, soulignant la nécessité d'optimiser ces paramètres pour améliorer la performance et la durabilité des paliers lisses.

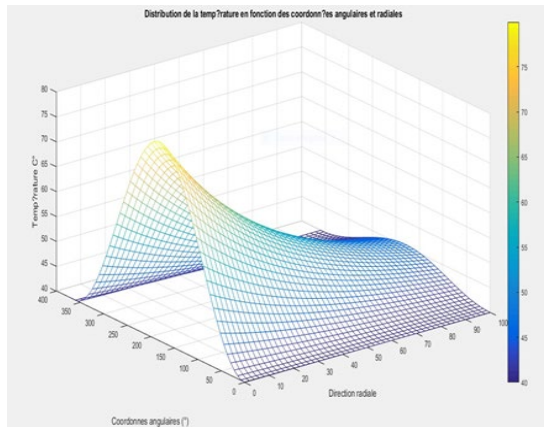


Figure 12 : Distribution de la température en des coordonnées angulaires et radiales

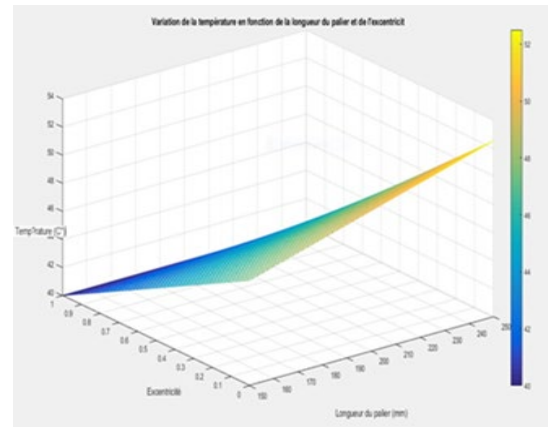


Figure 13 : Variation de la température en fonction de longueur du palier et l'excentricité

III.3.5 Influences de la portance

Les graphes 14 et 15 illustrent l'influence de la charge appliquée sur les caractéristiques thermiques et la pression au sein du film lubrifiant. Le graphe 14 montre que la température du film lubrifiant augmente linéairement avec la charge appliquée, et cette augmentation est plus significative à une vitesse de rotation plus élevée. Cela indique que des charges plus élevées et des vitesses de rotation plus rapides entraînent une dissipation thermique plus importante, ce qui peut compromettre la performance du palier en augmentant l'usure et en diminuant la viscosité du lubrifiant.

Le graphe 15, quant à lui, illustre comment la pression du film lubrifiant varie en fonction de la charge appliquée et de l'excentricité. On observe une augmentation de la pression avec la charge appliquée et une relation complexe avec l'excentricité. Une pression plus élevée peut améliorer la portance, mais elle peut aussi accentuer les contraintes mécaniques sur le palier. Ces résultats soulignent l'importance de la gestion de la charge et de la vitesse de rotation pour maintenir une température et une pression optimales dans le film lubrifiant, assurant ainsi une performance et une durabilité accrues des paliers lisses.

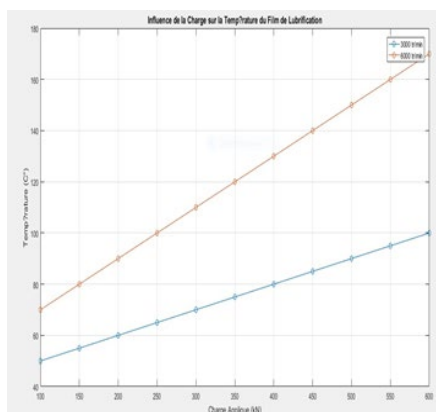


Figure 14 : Influence de la portance sur la température du film lubrifiant

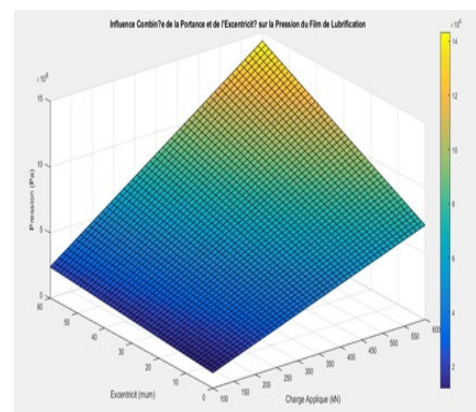


Figure 15 : Influence de la portance sur la pression du film lubrifiant

III.3.6 Influence de la rugosité

Les graphes 16 et 17 montrent l'impact de la rugosité sur la température et la pression du film lubrifiant à différentes vitesses de rotation. Le graphe 16 révèle que l'augmentation de la rugosité (R_a) du palier entraîne une élévation de la température du film lubrifiant, avec des effets plus significatifs à des vitesses de rotation plus élevées. Ceci peut être attribué à un plus grand frottement et à une dissipation thermique accrue due à une surface plus rugueuse. En parallèle, le graphe 17 illustre que la rugosité influence également la pression dans le film lubrifiant, montrant des valeurs de pression plus élevées avec une rugosité croissante. Cette augmentation de pression est également accentuée à des vitesses de rotation plus élevées. Ces résultats suggèrent que, bien que des surfaces plus rugueuses puissent offrir une meilleure adhérence, elles peuvent aussi augmenter la température et la pression du film lubrifiant, ce qui pourrait nuire à la performance et à la durabilité du palier. Par conséquent, un compromis doit être trouvé pour optimiser la rugosité de surface, en prenant en compte les conditions de fonctionnement pour assurer une efficacité maximale du palier tout en minimisant l'usure et la dégradation du lubrifiant.

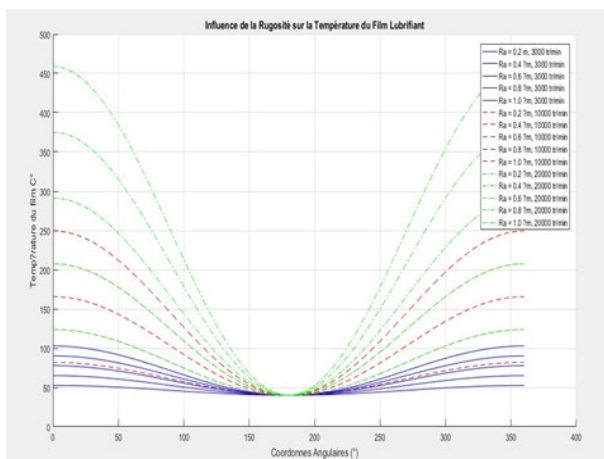


Figure 16 : Influence de la rugosité sur la température du film lubrifiant

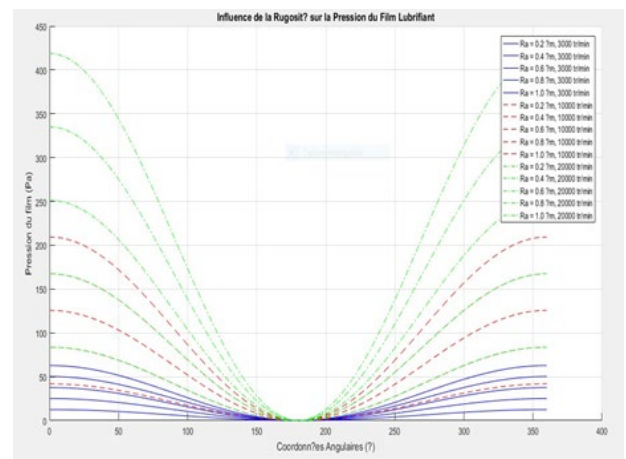


Figure 17 : Influence de la rugosité sur la pression du film lubrifiant

III.4 Conclusion

En résumé, pour optimiser la performance des paliers lisses hydrodynamiques, il est crucial de contrôler la charge appliquée, la vitesse de rotation et la rugosité des surfaces. Une optimisation appropriée de ces paramètres permet de minimiser la génération de chaleur, de maintenir une température de fonctionnement adéquate et d'assurer la durabilité et l'efficacité des paliers.

Conclusion et perspectives

Les paliers, composants essentiels dans les machines tournantes, assurent le guidage des arbres en rotation. Parmi les différents types de paliers utilisés dans l'industrie, les paliers hydrodynamiques retiennent particulièrement l'attention en raison de leur capacité à supporter des charges radiales importantes, guidant ainsi efficacement les gros rotors. Cependant, ces paliers sont soumis à des contraintes de plus en plus sévères, entraînant une augmentation de la pression et de la température de l'huile lubrifiante.

La fonction principale d'un palier hydrodynamique est de guider les machines tournantes tout en maintenant un élément fluide, le film lubrifiant, entre les surfaces en mouvement. Ce film lubrifiant joue un rôle crucial dans la réduction du frottement, la minimisation de l'usure, la prévention de la corrosion et l'évitement du grippage. Parmi les différents régimes de lubrification, la lubrification hydrodynamique se distingue par la formation d'un film continu de lubrifiant qui sépare les surfaces mobiles, assurant une performance optimale du palier.

Les équations générales de la lubrification hydrodynamique par un fluide newtonien varient en fonction des hypothèses prises en compte. En appliquant les lois fondamentales et les équations de la mécanique des films minces visqueux pour un fluide newtonien, on obtient l'équation de Reynolds. Cette équation est fondamentale pour comprendre et prédire le comportement du film lubrifiant dans les paliers hydrodynamiques.

Cette étude a démontré que des paramètres tels que la rugosité de la surface, la charge appliquée et la vitesse de rotation influencent de manière significative la température du film lubrifiant dans les paliers hydrodynamiques. L'augmentation de ces paramètres conduit à une élévation de la température du film, ce qui indique une augmentation du frottement et de la pression. Ces résultats soulignent l'importance de contrôler ces variables pour optimiser la performance et la durabilité des paliers.

Pour aller plus loin dans l'optimisation des paliers hydrodynamiques, des validations expérimentales rigoureuses et des analyses approfondies sont nécessaires. Ces études permettront de développer des solutions plus robustes et efficaces, adaptées aux contraintes opérationnelles sévères des applications industrielles modernes.

L'avenir de la recherche sur les paliers hydrodynamiques inclut l'exploration de nouvelles géométries de paliers, l'utilisation de matériaux avancés et de revêtements de surface innovants, ainsi que l'intégration de technologies de surveillance en temps réel et de maintenance prédictive. Les avancées en intelligence artificielle et en apprentissage automatique offrent également des perspectives prometteuses pour améliorer la modélisation et la simulation des

paliers, permettant une prédiction plus précise de leur comportement sous différentes conditions opérationnelles.

En conclusion, les paliers hydrodynamiques sont des composants critiques pour la performance et la fiabilité des machines tournantes. Une compréhension approfondie des mécanismes de lubrification et des paramètres influençant leur fonctionnement est essentielle pour développer des solutions optimisées, capables de répondre aux exigences croissantes des applications industrielles.

IV. Références bibliographiques

- [1]. Sternlicht B, 1961. Gas-lubricated cylindrical journal bearings of the finite length: Static loading. Journal of Applied Mechanics, 28(4):535-543.
- [2]. Cheng H.S, Pan C.H.T, 1965: Stability analysis of gas-lubricated, selfacting, plain, cylindrical, journal bearings of finite length, using galerkin's method. Journal of Basic Engineering, 87(1):185-192.
- [3]. Heshmat H, 1994. Advancements in the performance of aerodynamics foil journal bearings: High speed and load capability. Journal of Tribology, 116(2):287-294, 1994.
- [4]. Walton J.F, Heshmat H, Tomaszewski M.J, 2007. Design and test program in the development of a 100 hp oil-free high-speed blower. In Proceedings of ASME Turbo Expo, 2007.
- [5]. Swanson E. E, 2006: Bump Foil Damping Using a Simplified Model. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 128: 542-550.
- [6]. Hoffmann R, Munz O, Pronobis T, Barth E, Liebich R, 2016: A valid method of gas foil bearing parameter estimation : A model anchored on experimental data. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.0(0):1-18.
- [7]. Grau G, Iordanoff I, Bou Said B, Berthier Y, 2004. An original Definition of the Profile of Compliant Foil Journal Gas Bearings: Static and Dynamic Analysis. Tribology Transactions, Vol. 47: 248-256.
- [8]. Carpino M, Talpage G, 2006. Prediction of rotor dynamic coefficients in gas lubricated foil journal bearings with corrugated sub-foils. Tribology Transactions; Vol. 49:400-409.
- [9]. Carpino M, Peng J-P, Medvets LA, 1994. Misalignment in a complete shell gas foil journal bearings. Tribology Transactions; Vol. 37:829-35.
- [10]. Masmoudi Y. A, 2018 : Etude de la réaction d'un guidage en ligne d'arbre soumis à une structure soudaine. Thèse doctorat, Université BadjiMoukhtar Annaba, Algérie
- [11]. Aymen Mohamed, B. (2021). : Etude bibliographique sur les paliers aérodynamiques. ESTI, Annaba.
- [12]. G.W. STATCHOWIAK et A.W. BACHELOR, «Engineering Tribology», Edition Butterworth Heinmann,
- [13]. DJEMILI, L. (2017). Analyse dynamique . Analyse dynamique . Génie Mécanique, Université du 8 mai 1945 – Guelma.
- [14]. Mehtour N, 2015 : Comportement dynamique linéaire d'un rotor flexible tournant à vitesse monté dans des paliers à film d'huile. Thèse de magister. Université 8 Mai Guelma, Algérie.
- [15]. Frène J : Butées et paliers hydrodynamiques. Les techniques de l'ingénieur traité génie mécanique, Article B5320.
- [16]. NASREDDINE, M. (2015). Comportement dynamique linéaire d'un rotor flexible. Université 8 mai 1945.
- [17]. Hamzaoui M, 2006 : Simulation des transferts thermiques par convection par conduction dans un palier hydrodynamique en présence d'un écoulement laminaire confine. Thèse de magister. Université de M'hamed Bougara Boumerdes, Algérie.
- [18]. Sahli A, 2010 : Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné. Thèse de magister. Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, Algérie.
- [19]. Gaagaia D.E, 2011 : Homogénéisation des équations de Reynolds laminaire et turbulente : application à l'étude des paliers hydrodynamiques rugueux. Thèse de magister. Université 8 Mai Guelma, Algérie.

V. Annexe : Code de calcul

```
% Paramètres de simulation

clear; clc;

% Paramètres géométriques et de fonctionnement
R = 0.05; % Rayon du palier en mètres
L = 0.1; % Longueur du palier en mètres
C = 0.0001; % Jeu radial en mètres
omega = 100; % Vitesse de rotation en rad/s
P_load = 1000; % Charge appliquée en Newtons

% Paramètres thermiques
T0 = 40; % Température de référence en degrés Celsius
dT = 1; % Intervalle de variation de température en degrés Celsius
T_range = T0:dT:T0+50; % Plage de température à analyser
% Propriétés du lubrifiant (à 40°C)
mu0 = 0.01; % Viscosité dynamique en Pa.s
rho = 850; % Densité en kg/m^3
beta = 0.0007; % Coefficient de variation de la viscosité avec la température

% Résolution numérique
N = 100; % Nombre de points de discrétisation
theta = linspace(0, 2*pi, N); % Coordonnée angulaire
h0 = C * (1 + cos(theta)); % Profil de jeu radial initial

% Initialisation des matrices de résultats
P = zeros(N, length(T_range)); % Pression
mu = zeros(length(T_range), 1); % Viscosité

% Calcul pour chaque température
for i = 1:length(T_range)
    T = T_range(i); % Température actuelle
    mu(i) = mu0 * exp(-beta * (T - T0)); % Viscosité en fonction de la température
    H = h0 + C * (1 + cos(theta)); % Jeu radial modifié par la température
    % Equation de Reynolds discrétisée
    A = zeros(N, N);
    B = zeros(N, 1);
    for j = 2:N-1
        A(j, j-1) = mu(i) / (theta(j) - theta(j-1))^2;
        A(j, j) = -2 * mu(i) / (theta(j) - theta(j-1))^2;
```

```

A(j, j+1) = mu(i) / (theta(j) - theta(j-1))^2;
B(j) = -rho * omega * R * H(j) / (theta(j) - theta(j-1));
end

% Conditions aux limites périodiques
A(1, end) = mu(i) / (theta(2) - theta(1))^2;
A(1, 1) = -2 * mu(i) / (theta(2) - theta(1))^2;
A(1, 2) = mu(i) / (theta(2) - theta(1))^2;
B(1) = -rho * omega * R * H(1) / (theta(2) - theta(1));
A(end, end-1) = mu(i) / (theta(end) - theta(end-1))^2;
A(end, end) = -2 * mu(i) / (theta(end) - theta(end-1))^2;
A(end, 1) = mu(i) / (theta(end) - theta(end-1))^2;
B(end) = -rho * omega * R * H(end) / (theta(end) - theta(end-1));

% Résolution de l'équation linéaire
P(:, i) = A \ B;
end

% Affichage des résultats
figure;
for i = 1:length(T_range)
    plot(theta, P(:, i));
    hold on;
end
xlabel('Angle \theta (rad)');
ylabel('Pression (Pa)');
legend(arrayfun(@(T) sprintf('T = %d°C', T), T_range, 'UniformOutput', false));
title('Influence de la Température sur la Pression dans le Film Lubrifiant');
grid on;

figure;
plot(T_range, mu);
xlabel('Température (°C)');
ylabel('Viscosité (Pa.s)');
title('Variation de la Viscosité avec la Température');
grid on;

```