

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen - Faculté de
TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de Master**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Par : DEGDAG Hayet

GUILI Souheyla

Sujet

Etude Numérique des Caractéristiques Dynamiques D'un
Palier Lisse (hydrodynamique)

Soutenu publiquement, le 18 / 06 / 2025, devant le jury composé de :

Mr / Boukhalfa Abdelkrim	Professeur	Univ. Tlemcen	Président
Mr / Hamza cherif Sidi Mohamed	Professeur	Univ. Tlemcen	Examinateur
Mr / Amirat Mohamed	Professeur	Univ. Tlemcen	Encadreur
Mr / Chorfi Sidi Mohamed	MCA	Univ. Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2024 / 2025



Dédicaces

Celui qui a dit 'je suis prêt(e)'... a réussi. Et nous, bien que le chemin ait été difficile, nous avons dit 'nous sommes prêts'... et nous avons réussi."

Par la grâce de Dieu, nous avons atteint ce jour avec fierté et reconnaissance. Nous dédions ce mémoire :

À nous-mêmes, pour notre persévérance face aux obstacles.

À nos parents, notre fierté, notre pilier, notre refuge après Dieu.

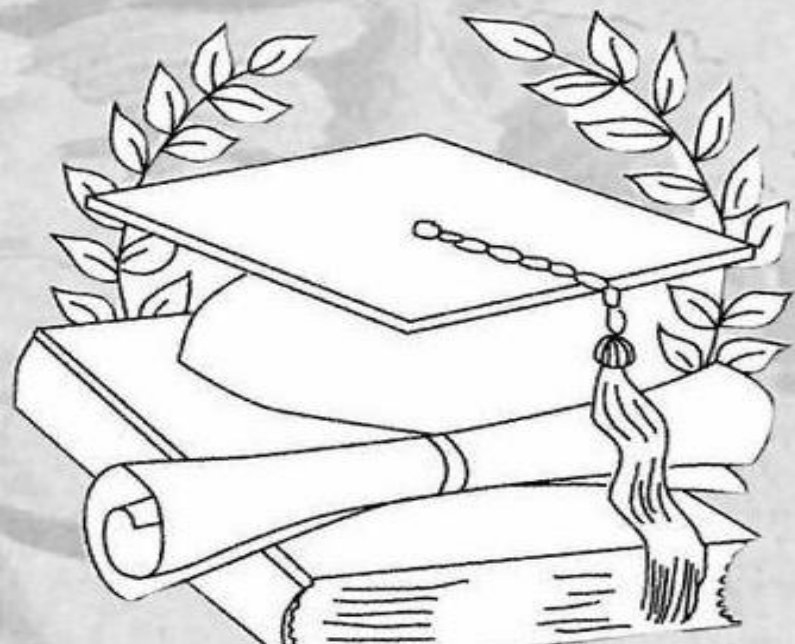
À l'âme pure de ma grand-mère... que Dieu lui accorde Sa miséricorde.

À nos frères et sœurs, source de force et de stabilité.

À tous ceux qui nous ont tendu la main, de près ou de loin.

Et enfin, à tous nos amis et collègues, merci pour votre présence, votre soutien et tous les moments partagés.

Hayet, Souheyfa





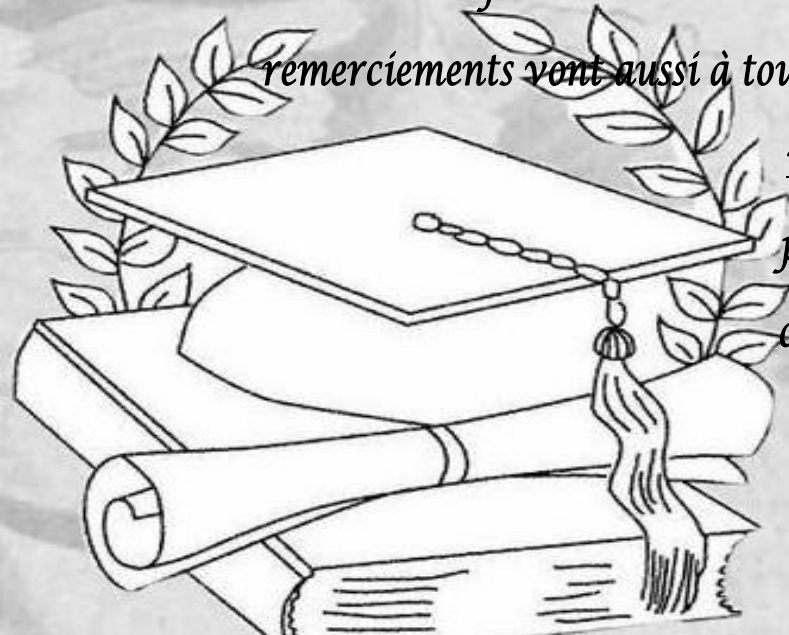
Remerciements

Avant tout, nous remercions Dieu Tout-Puissant pour nous avoir donné la force, la patience et la volonté de mener à bien ce travail après plusieurs années d'études.

Avant de présenter ce mémoire, nous souhaitons exprimer notre sincère reconnaissance à toutes les personnes qui ont contribué à notre parcours à l'Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen, en particulier au chef du département Benramdane, pour son soutien et son accompagnement tout au long de ces années.

Nous remercions chaleureusement Monsieur Kerbouche Hacene, cadre en direction technique du département de maintenance chez Sonatrach à Ouargla, pour avoir accepté de superviser ce travail. Nous lui sommes reconnaissants pour ses conseils, ses remarques utiles et sa disponibilité, qui nous ont beaucoup aidés à améliorer la qualité de ce mémoire. Nos

remerciements vont aussi à toute l'équipe du département maintenance à Rhourde El Baguel, pour leur aide technique et leur collaboration pendant les essais.



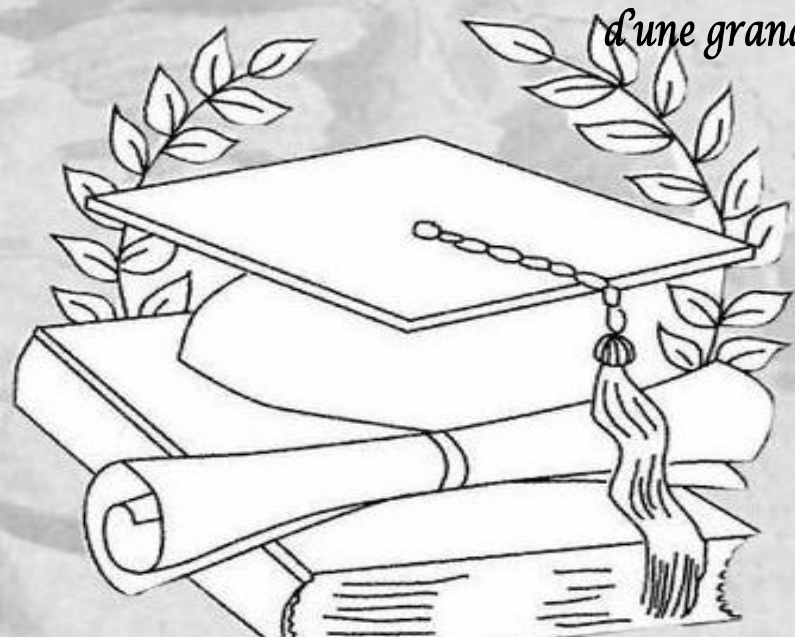


Nous remercions également Messieurs Hadjoui Abdelhamid et Bensaid, enseignants à l'Université de Tlemcen et Monsieur Adjal enseignant à l'Université de Oran, pour leur aide précieuse et leurs conseils tout au long de notre projet.

Un grand merci aussi aux enseignants Miloudi, Rafassi, Benamara Merzoug de l'Université de Sidi Bel Abbès pour leur soutien et leur aide dans les moments importants de notre travail.

Nous tenons aussi à remercier deux doctorants cherif et Masmoudi pour leur soutien et leur assistance dans les étapes les plus délicates de notre projet.

Enfin, nous adressons nos remerciements à deux encadrants Amirat Mohamed et Chorfi Sidi Mohamed, ainsi qu'aux membres du jury Boukhalfa Abdelkrim et Hamza cherif Sidi Mohamed pour avoir accepté d'évaluer ce mémoire. Leurs observations et commentaires nous seront d'une grande utilité.



Hayet, Souheyla

ملخص

يتناول هذا العمل الدراسة العددية للمحامل الهيدروديناميكية، والتي تعتبر ضرورية في الآلات الدوارة. بعد مراجعة الأدبيات المتعلقة بمبادئ علم الاحتكاك (الترابولوجي) وأنواع المحامل، تستخدم الدراسة معادلة رينولدز لنمذجة سلوك طبقة التشحيم. يتم استخدام أداتين للمحاكاة: ANSYS Fluent لنمذجة ثلاثية الأبعاد لمجال الضغط، و MATLAB للدقة العددية وحساب المعلمات الديناميكية

(الحمل، والاحتكاك، وزاوية الضبط، وما إلى ذلك). يتم تحليل تأثير المعلمات مثل الخلوص الشعاعي واللامركزية وسرعة

الكلمات المفتاحية: المحامل الهيدروديناميكية- علم الاحتكاك - زيوت التشحيم - الآلات الدوارة

Résumé

Ce travail traite de l'étude numérique des paliers hydrodynamiques, essentiels dans les machines tournantes. Après une revue bibliographique sur les principes de la tribologie et les types de paliers, l'étude s'appuie sur l'équation de Reynolds pour modéliser le comportement du film lubrifiant. Deux outils de simulation sont utilisés : ANSYS Fluent pour la modélisation 3D du champ de pression, et MATLAB pour la résolution numérique et le calcul des paramètres dynamiques (charge, frottement, angle de calage...). L'influence de paramètres comme le jeu radial, l'excentricité et la vitesse de rotation est analysée pour mieux comprendre et optimiser les performances du palier.

Mots clés : Paliers hydrodynamiques- Tribologie- Lubrifiant

Abstract

This work focuses on the numerical study of hydrodynamic bearings, which are essential components in rotating machinery. Following a literature review on tribology principles and bearing types, the study relies on the Reynolds equation to model the behavior of the lubricant film. Two simulation tools are employed: ANSYS Fluent for 3D modeling of the pressure field, and MATLAB for numerical resolution and the calculation of dynamic parameters (load, friction, attitude angle, etc.). The influence of parameters such as radial clearance, eccentricity, and rotational speed is analyzed to better understand and optimize the bearing's performance.

Key words: Hydrodynamic bearings - Tribology - Lubricant

Table des matières

<i>Dédicaces</i>	V
<i>Remerciements</i>	V
<i>Résumé</i>	V
<i>Table des matières</i>	V
<i>Table des figures</i>	V
<i>Liste des Tableaux</i>	V
<i>Liste des symboles</i>	V
Introduction Générale	
I. Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Etude Bibliographique	
I.1. Introduction.....	3
I.2. Évolution historique	3
I.3. Les paliers	4
I.3.1. Introduction.....	4
I.3.2. Classement des paliers lisses(hydrodynamiques)	5
A. En fonction de la géométrie	5
B. En fonction du mode de lubrification	8
C. Selon la longueur	9
I.3.3. Les paliers lisses cylindriques hydrodynamique	10
I.3.4. Principe de fonctionnement du palier	12
I.3.5. Mode d'alimentation des paliers lisses.....	13
A. Rainures axiales :.....	13
B. Rainure circonférentielle :	14
I.3.6. Les avantages et les inconvénients des paliers lisses.....	15
I.4. Notions de lubrification.....	15
I.4.1. Introduction	15
I.4.2. Les différents régimes de la lubrification	16
I.5. Le lubrifiant.....	18
I.5.1. Composition et types d'huile	19
I.5.2. Caractéristiques essentielles des lubrifiants liquides	20
I.5.3. La viscosité en lubrification.....	20
I.5.4. Variables affectant la viscosité	22
✚ La température	22
✚ La pression	23
Conclusion	24
Chapitre II : Présentation De Problème	
II.1. Introduction	25

II.2.	Calcul des différents paramètres dans la zone de contact	25
II.2.1.	Capacité de charge et angle de calage	25
II.2.2.	Le débit	26
II.2.3.	Force ou couple de frottement	26
II.3.	Equation de base de la lubrification hydrodynamique.....	27
II.3.1.	Equation d'épaisseur du film lubrifiant [7]	27
II.3.2.	Equations de Reynolds	28
II.3.3.	Equation du champ de pression dans le film	31
II.3.4.	Equation de champ de température dans le film [30]	31
II.4.	Conditions aux limites de la pression.....	32
II.4.1.	Condition de Sommerfeld	32
II.4.2.	Conditions de Gümbel (demi-Sommerfeld)	32
II.4.3.	Conditions de Swift-Stieber (Reynolds).....	33
II.5.	Conditions aux limites pour la température.....	35
II.6.	Synthèse des travaux	35
II.7.	Conclusion.....	38

Chapitre II : Présentation De Problème

III.1.	Introduction.....	39
III.2.	Présentation du logiciel ANSYS	39
III.2.1.	Définition du logiciel	39
III.2.2.	Spécifications techniques	40
III.3.	Mode opératoire de calcul.....	41
III.3.1.	Description du simulateur Fluent version 19.3:.....	41
III.4.	Conditions de simulation	52
III.5.	Les variables de l'expérimentation.....	52
III.6.	Présentation du logiciel MATLAB	53
III.6.1.	Processus de calcul.....	53
III.7.	Conclusion.....	57

Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1.	Introduction.....	59
IV.2.	Résultats obtenus avec ANSYS Fluent.....	59
IV.2.1.	Préparation numérique : qualité du maillage et convergence des simulations	59
IV.2.2.	Influence des paramètres physiques et mécaniques sur la pression dans le film lubrifiant	62
A.	Effet de l'excentricité relative (ϵ)	62
B.	Effet de la vitesse de rotation	64
C.	Effet de la Viscosité	66
D.	Effet du jeu radial.....	68

E.	Effet de pression d'alimentation	70
IV.3.	Résultats obtenus avec MATLAB	72
IV.3.1.	Répartition du champ de pression.....	73
A.	Effet du l'excentricité relative	73
B.	Effet de la viscosité.....	75
IV.3.2.	Etude paramétrique	75
A.	Influence sur la charge adimensionnelle.....	75
B.	Influence sur l'angle de calage :	76
C.	Influence sur frottement.....	77
D.	Influence sur l'épaisseur minimale	78
E.	Influence jeu radial sur tous les paramètres.....	79
IV.4.	Comparaison entre ANSYS et MATLAB pour la distribution de la pression	81
<i>Conclusion Générale</i>		
	Conclusion générale	83
<i>Références bibliographiques</i>		
		85
<i>Annexe</i>		
		88

Table des figures :

Figure 1: Transport d'une statue, tombe de Tchuti Hetep, El-Bersheh, Egypte, 1880 avant J-C.[2].	4
Figure 2: Palier fluide et palier à roulement [5].	5
Figure 3: Les paliers magnétique.[6].	5
Figure 4: Paliers circulaire. [1].	6
Figure 5: Représentation d'un palier à arc partiel. [6]	6
Figure 6: Palier elliptique. [4]	7
Figure 7: Palier à patins oscillants [10]	7
Figure 8: Palier à trois lobes. [11]	8
Figure 9: Différent types de régimes.[13]	9
Figure 10: Schéma illustrant la configuration d'un palier hydrodynamique.[13]	11
Figure 11: Schéma des caractéristiques fonctionnelles d'un palier hydrodynamique.[16].	11
Figure 12: Représentation schématique du fonctionnement d'un palier lisse.[16]	13
Figure 13: Représentation de la position des rainures axiales [7].	14
Figure 14: Palier à une rainure circonférentielle	15
Figure 15: Évolution de la pression en fonction de la coordonnée axiale z [11].	15
Figure 16: Evolution du facteur de frottement en fonction du paramètre de SOMMERFELD	16
Figure 17: Schéma du concept de viscosité. [22]	21
Figure 18: Comparaison de différentes huiles en fonction de leur viscosité sur le diagramme viscosité-température (méthode ASTM) [24].	23
Figure 19: Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement. [23].	24
Figure 20: Section droite du palier [3]	27
Figure 21: Palier développé [26]	31
Figure 22: Champ de pression obtenu selon le modèle de Sommerfeld [5]	32
Figure 23: Champ de pression obtenu par le modèle de Gumbel [5].	33
Figure 24: Champ de pression résultant de l'application du modèle de Reynolds.[5].	34
Figure 25: Conditions aux limites liées à la rupture du film lubrifiant [34]	34
Figure 26: Variation de la pression en fonction des coordonnées Circonférentielles	36
Figure 27: Variation de la pression en fonction des coordonnées circonférentielles	36
Figure 28: Variation de la pression en fonction de la coordonnée circonférentielle	36
Figure 29: Variation de température d'huile dans le palier	37
Figure 30: Description du progiciel ANSYS	39
Figure 31: Les éléments de base intégrés dans Fluent 19.3	42
Figure 32: Accéder à l'interface d'analyse fluidique.	43
Figure 33: Plateforme graphique pour la création de géométrie	44
Figure 34: les conditions aux limites, 1—inlet, 2—outlet, 3—moving wall, 4—static wall	45
Figure 35: Plateforme graphique pour la création de meching	45
Figure 36: Zoom de Plateforme graphique du module meching	46
Figure 37: Plateforme graphique des paramètres dans Fluent-pre	47
Figure 38: Insertion du lubrifiant.	47
Figure 39: Mise en place d'un domaine fluide	48
Figure 40: Création des conditions aux limites wall-moving.	49
Figure 41: Création des conditions aux limites wall-static.	49
Figure 42: Définition de la condition d'entrée inlet.	50
Figure 43: Création de la condition aux limites Outlet	51
Figure 44: Interface graphique du module Fluent-Post	51
Figure 45: Organigramme du programme élaboré	56
Figure 46: maillage de 0.5 mm et 1 élément	60
Figure 47: maillage de 0.5 mm et 2 éléments	61
Figure 48: maillage de 0.5 mm et 3 éléments	61

Figure 49: maillage de 0.5 mm et 4 éléments	61
Figure 50: maillage de 0.5 mm et 5 éléments	61
Figure 51: la variation de convergence	61
Figure 52: répartition de la pression selon l'excentricité relative	63
Figure 53: Effet de l'excentricité relative sur la variation de la pression	64
Figure 54: Répartition de la pression selon la Vitesse de rotation	65
Figure 55: Effet de Vitesse de rotation sur la variation de la pression.....	66
Figure 56: Influence de la viscosité sur la distribution de la pression	67
Figure 57: Comportement de la pression selon les variations de viscosité	68
Figure 58 : Répartition de la pression en fonction de Jeu radial	69
Figure 59: Impact du jeu radial sur le profil de pression	70
Figure 60: Distribution de la pression selon la pression d'alimentation appliquée	71
Figure 61: Comportement de la pression sous l'effet de la pression d'alimentation	72
Figure 62: répartition de la pression en fonction de la coordonnée circonférentielle	73
Figure 63: Profil de pression en fonction de la position circonférentielle.	74
Figure 64: comportement de la viscosité en fonction de la pression	75
Figure 65: Influence de l'excentricité relative sur la charge adimensionnelle.....	76
Figure 66: Changement de l'angle de calage selon L'excentricité relative	77
Figure 67: Impact de l'excentricité relative sur le comportement du frottement.....	78
Figure 68: Influence de la variation de l'excentricité relative sur l'épaisseur minimale	79
Figure 69: Variation des paramètres en fonction de jeu radial	80
Figure 70 : Comparaison entre ANSYS et MATLAB pour la valeur maximale	82

Liste des Tableaux :

Tableau 1 : Classification ISO des huiles industrielles. [2]	23
Tableau 2 : Évolution de la viscosité en fonction de la pression pour	23
Tableau 3 : Qualité du maillage et convergence des simulations	91
Tableau 4 : Variation de la pression en fonction de l'excentricité relative.....	91
Tableau 5 : Variation de la pression en fonction de la vitesse de rotation.....	91
Tableau 6 : Variation de la pression en fonction de la viscosité.....	91
Tableau 7 : Variation de la pression en fonction de jeu radial.....	92
Tableau 8 : Variation de la pression en fonction de pression d'alimentation.....	92
Tableau 9 : Variation des paramètres en fonction de jeu radial et L'excentricité relative.....	92

Liste des symboles

L/D	Rapport entre la longueur et le diamètre du palier.
O_a	Point central de l'arbre
O_c	Point central de coussinet
W	Charge mécanique extérieure agissant sur l'arbre [N]
C_R	Jeu radial au niveau du palier, $C_R = R_C - R_a$ [mm]
e	Excentricité e de palier, $e = O_a O_c $ [mm]
φ	Angle de calage [$^\circ$]
R_a	Rayon de l'arbre [mm]
R_c	Rayon de coussinet [mm]
C/R	jeu relative
f_m	Coefficient de friction en régime mixte
f_h	Coefficient de friction en régime hydrodynamique
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
ν	Viscosité cinématique $\nu = \mu/\rho$ [m ² /s]
$T_{\circ C}$	Température [$^\circ C$]
$C_1, C_2, \text{ et } C_3$	Constantes de McCoull et Walther
α	Le coefficient de piézoviscosité de l'huile
VI	Indice de viscosité
F_e	Force de frottement [N]
f	Coefficient de frottement
h	Epaisseur du film lubrifiant [mm]
$u, v \text{ et } w$	Les vitesses du fluide dans les directions X, Y et Z [m/s]
U_1, W_1	Vitesses de la surface 1 [m/s]
$U_2, V_2 \text{ et } W_2$	vitesses de la surface 2 [m/s]

τ	Contrainte de cisaillement [N/mm ²]
C_p	Chaleur spécifique de lubrifiant [J/kg.k]
K	conductivité thermique de lubrifiant [W/m.k]
θ	Coordonnée circonférentielle [°]
D	Diamètre du palier [mm]
L_p	Longueur du palier [mm]
e_c	Epaisseur du coussinet [mm]
T_e	Température d'environnement [°C]
T_p	Température de paroi [°C]
P_a	Pression d'alimentation [pa]
P_e	Pression d'environnement [Pa]
Q_v	Débit volumique [m ³ /s]
Q_m	Débit massique [kg/s]
N	Vitesse de rotation de l'arbre [tr/min]
ω	La vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]
ρ	Masse volumique du lubrifiant [kg/m ³]

Introduction

Générale

I. Introduction Générale

Les machines tournantes occupent une place fondamentale dans le domaine de la mécanique, en raison de leur large utilisation dans les secteurs industriels, notamment dans les turbines, moteurs électriques, compresseurs, etc. Elles se composent généralement de deux parties principales : le rotor, qui constitue l'élément mobile incluant l'arbre et ses composants fixés, et le stator, qui reste immobile. L'ensemble formé par l'arbre et le coussinet est appelé palier. Ce dernier assure la liaison entre les deux parties tout en facilitant le mouvement relatif, en réduisant les frottements, et en limitant l'usure.

La conception et l'analyse des paliers représentent un enjeu crucial, car ils conditionnent directement la fiabilité et la longévité des machines tournantes. Ces études s'inscrivent dans le cadre de la tribologie, une discipline de la mécanique qui s'intéresse aux phénomènes de frottement, de lubrification et d'usure entre les surfaces en contact relatif. Cette discipline joue un rôle essentiel dans l'amélioration des performances mécaniques et la diminution des coûts d'entretien.

Parmi les différents types de paliers, les paliers hydrodynamiques sont particulièrement adaptés aux machines fonctionnant à grande vitesse. Ils exploitent un film d'huile qui se forme entre le rotor et le stator, assurant une lubrification efficace et un fonctionnement fluide. Toutefois, l'étude de leur comportement nécessite la résolution d'équations complexes, telles que l'équation de Reynolds, qui modélise la distribution de pression dans le film lubrifiant. Compte tenu de la complexité de ces équations, les méthodes numériques sont couramment utilisées pour simuler et optimiser le fonctionnement des paliers hydrodynamiques.

Ce travail a pour objectif l'analyse des caractéristiques dynamiques d'un palier lisse à travers une approche numérique, en s'appuyant sur l'utilisation de deux logiciels de calcul : MATLAB et ANSYS.

Pour atteindre cet objectif, l'étude a été structurée en quatre chapitres principaux :

Le premier chapitre est consacré à une revue bibliographique, où sont présentés les concepts fondamentaux de la lubrification des contacts mécaniques, avec un accent particulier sur les paliers hydrodynamiques, afin d'exposer les bases théoriques du sujet.

Le deuxième chapitre développe les équations fondamentales de la lubrification hydrodynamique ainsi que les équations de déformation, permettant ainsi l'élaboration d'un modèle mathématique représentatif du comportement des paliers hydrodynamiques.

Le troisième chapitre introduit les outils numériques utilisés pour les calculs, à savoir les logiciels MATLAB et ANSYS, illustrés à travers un exemple d'application pratique.

Enfin, le quatrième chapitre présente la modélisation numérique de la lubrification hydrodynamique d'un palier de longueur finie à l'aide de MATLAB et ANSYS. Les équations sont résolues par la méthode des différences finies sous MATLAB et la méthode des volumes finis dans ANSYS Fluent. Les résultats concernent les grandeurs caractéristiques du fonctionnement du palier : épaisseur minimale du film d'huile, répartition de la pression, viscosité, capacité de charge (W), force de frottement (F_e) et angle de calage.

Chapitre I : Etude

Bibliographique

I.1. Introduction

Le terme tribologie provient du grec ancien, où tribos signifie « frottement » et logos « science » ou « étude ». Il s'agit d'un domaine scientifique et technique qui se penche sur l'analyse des phénomènes de frottement, d'usure et de lubrification, apparaissant lors du contact entre des surfaces solides en mouvement relatif.

Il convient de souligner que le frottement présente une dualité fondamentale. D'une part, il s'avère indispensable dans de nombreuses situations quotidiennes : l'adhérence des pneumatiques sur la route assure notre sécurité en conduite, et la simple action de marcher dépend directement des forces de frottement entre nos pieds et le sol.

D'autre part, dans les systèmes mécaniques comme les turbines, moteurs et transmissions, le frottement non maîtrisé engendre des conséquences néfastes : usure prématurée des pièces, échauffements excessifs, pertes d'énergie considérables et réduction des performances. Cette réalité a conduit au développement de solutions visant à optimiser les interactions entre surfaces, notamment par l'étude des matériaux, des états de surface, des lubrifiants et des conditions de fonctionnement. La tribologie moderne se trouve ainsi au cœur des enjeux d'efficacité énergétique, de fiabilité et de durabilité des systèmes mécaniques contemporains.

I.2. Évolution historique

L'homme préhistorique a fabriqué les premiers paliers simples, constitués d'un axe en bois tournant dans un creux en bois ou en pierre, avec des exemples datant de plus de 2500 ans av. J.-C. en Mésopotamie. En Égypte ancienne, le transport de charges lourdes se faisait sur des chemins en bois lubrifiés, comme l'illustrent des bas-reliefs datant d'environ 2400 av. J.-C. [1]

Les Grecs et les Romains ont développé l'usage de la roue et utilisaient des huiles végétales, animales, ainsi que le bitume pour la lubrification. Au Moyen Âge, le bronze a été employé pour réduire le frottement, et Léonard de Vinci est reconnu comme l'un des premiers tribologues grâce à ses contributions majeures.[1-2]

Durant la révolution industrielle, Coulomb a étudié le frottement et déterminé des coefficients encore valides aujourd'hui. Le XIXe siècle a vu un essor en tribologie avec la généralisation des paliers lisses. Petrov a souligné le rôle crucial de la viscosité dans la lubrification, tandis que Tower a démontré que le frottement dans les paliers lubrifiés diffère de celui des surfaces solides.[2]

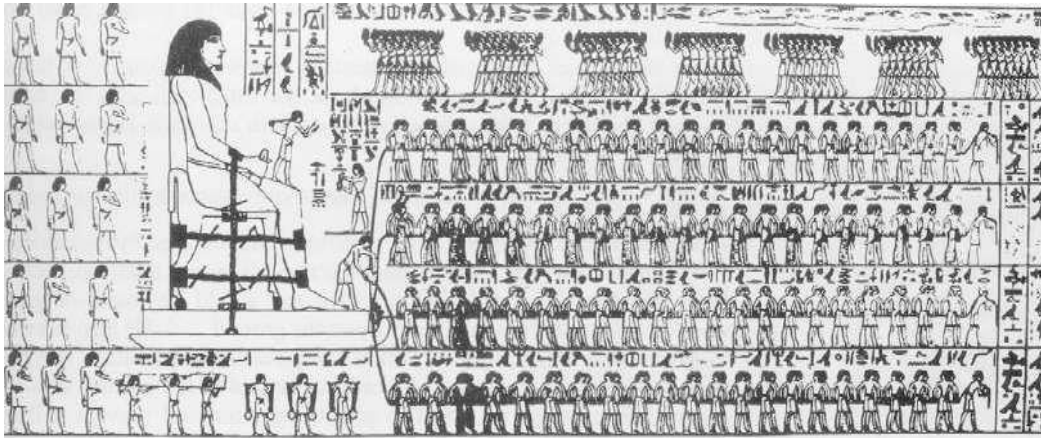


Figure 1: Transport d'une statue, tombe de Tchuti Hetep, El-Bersheh, Egypte, 1880 avant J-C. [2].

I.3. Les paliers

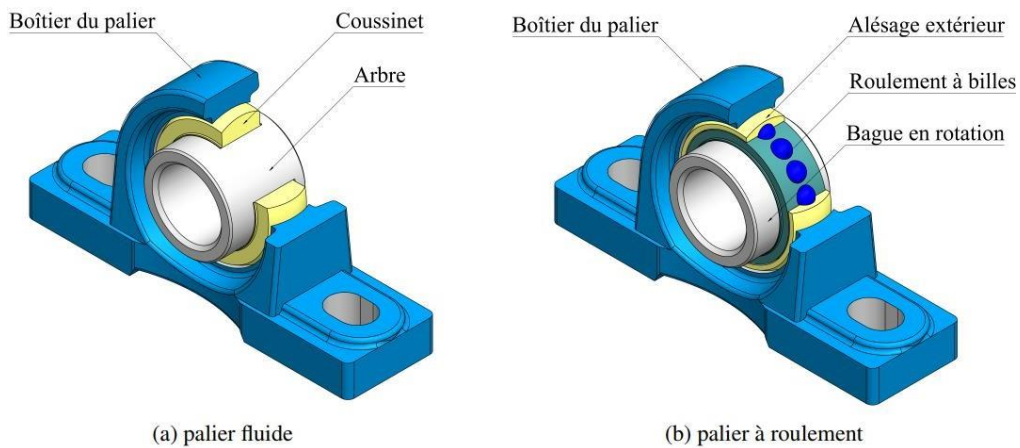
I.3.1. Introduction

Le palier joue un rôle fondamental dans le domaine de la mécanique, tant industrielle que quotidienne. Bien que discret, il constitue l'élément clé qui assure la liaison entre les parties mobiles et fixes d'un mécanisme, facilitant ainsi le mouvement tout en garantissant un positionnement précis et une stabilité optimale. Au-delà de sa fonction primaire de support, le palier représente un maillon critique dans la chaîne cinématique des machines, déterminant avec précision la position spatiale des composants mobiles par rapport au reste de l'assemblage.

La conception des paliers reflète un subtil équilibre entre contraintes antagonistes : ils doivent simultanément faciliter le mouvement en minimisant les frottements tout en maintenant une rigidité suffisante pour supporter les charges appliquées. Cette dualité fonctionnelle explique la diversité des solutions techniques développées au fil du temps, depuis les simples coussinets en bronze des mécanismes anciens jusqu'aux paliers magnétiques des équipements de haute technologie contemporains.[3]

Dans les applications modernes, les paliers se déclinent en multiples variantes – paliers lisses, à roulements, à secs, poreux, magnétiques. Chacune répondant à des exigences spécifiques de charge, vitesse, précision ou environnement. La qualité de fonctionnement des paliers a un impact direct sur la fiabilité, la consommation énergétique ainsi que la durée de vie des systèmes mécaniques. En ce sens, le palier représente un composant essentiel pour assurer la performance globale des machines industrielles, des véhicules et des appareils domestiques qui nous entourent. [4].

Cette recherche porte principalement sur l'étude des paliers hydrodynamiques, également appelés paliers lisses.



(a) palier fluide

(b) palier à roulement

Figure 2: Palier fluide et palier à roulement [5].**Figure 3:** Les paliers magnétique.[6]

I.3.2. Classement des paliers lisses(hydrodynamiques)

Il existe plusieurs catégories de paliers, parmi lesquelles deux types principaux se distinguent sont :

A. En fonction de la géométrie :

a) La forme circulaire (coussinet à portée de 360°) :

Ce type de palier est largement utilisé dans les applications mécaniques courantes. Il se compose généralement d'un arbre en rotation tournant à l'intérieur d'un coussinet cylindrique couvrant un angle de 360°, avec un film lubrifiant assurant la séparation complète entre les deux surfaces. On le retrouve dans de nombreux équipements tels que les moteurs à combustion interne, les compresseurs, les réducteurs et les alternateurs. [3]

Trois configurations principales de coussinets circulaires sont illustrées à la figure 4



a) Coussinet simple. b) coussinet à collerette c) coussinet sphérique.

Figure 4: Paliers circulaire. [1]

b) Palier à arc partiel (cylindriques) :

Les paliers lisses de type cylindrique ou à arc partiel peuvent devenir instables lorsqu'ils sont soumis à de faibles charges combinées à des vitesses élevées. Dès 1934, des chercheurs ont suggéré que la modification du profil du coussinet pour accroître l'excentricité de fonctionnement, également appelée précharge, pouvait améliorer leur stabilité. En particulier, Newkirk et Grobel [9] ont démontré par des essais que l'introduction d'une discontinuité géométrique sur la surface du coussinet permettait de stabiliser le système. (Voir Figure 5). [7]

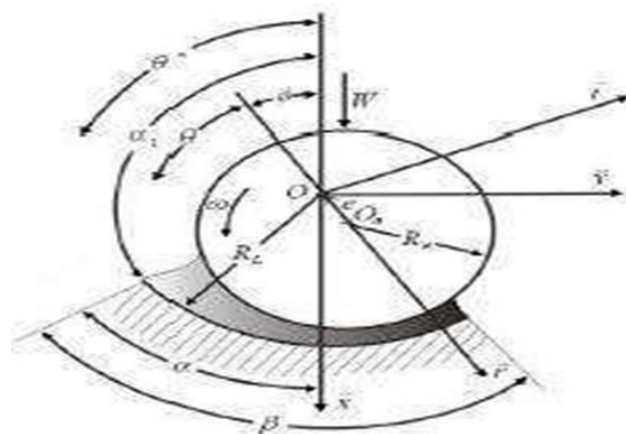


Figure 5: Représentation d'un palier à arc partiel. [6]

c) Paliers de forme elliptique (type citron) :

Ces paliers sont généralement composés de deux moitiés en acier forgé, assemblées selon un plan horizontal. La surface extérieure peut intégrer soit une zone sphérique, soit des cales servant à ajuster le positionnement radial. (Figure 6). [1]

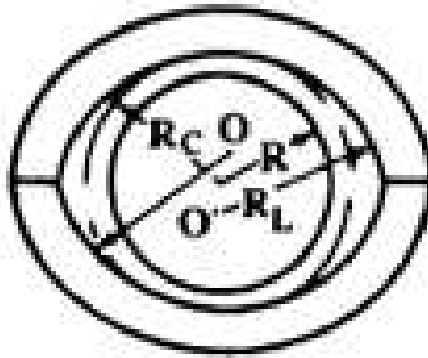


Figure 6: Palier elliptique. [4]

d) Paliers à patins oscillants :

Ces paliers, souvent désignés sous le nom de « paliers à patins oscillants », se distinguent par leur capacité de réglage en fonction des conditions de fonctionnement. Ils sont constitués de N patins, similaires ou différents, montés individuellement sur des pivots. Ces pivots sont généralement disposés sur une trajectoire circulaire, connue sous le nom de cercle des pivots (Figure 7). [10]



Figure 7: Palier à patins oscillants [10]

e) Paliers à lobe :

Ce type de palier est préchargé géométriquement, c'est-à-dire que sa conception crée une excentricité naturelle qui améliore sa stabilité et ses performances sous charge. Les paliers à multi-lobes préchargés sont couramment utilisés dans des applications qui demandent une facilité et une collectivité élevées (figure 8). [4]

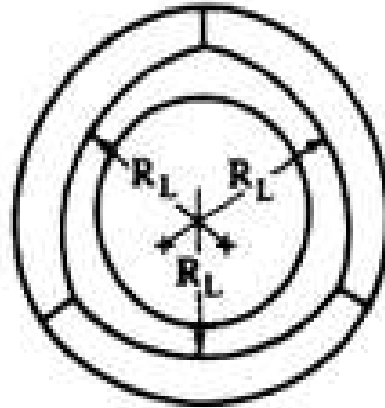


Figure 8: Palier à trois lobes. [11]

B. En fonction du mode de lubrification :

- a) **Palier à régime sec :** Ce palier fonctionne sans un film de lubrifiant interfacial entre la couverture du logement et l'axe. Les surfaces sont en contact solide ; un frottement élevé et une température élevée peuvent résulter et peuvent être endommagés par soudure.
- b) **Palier à régime onctueux :** Ce palier a un mince film d'huile lubrifiante entre la couverture de logement et l'axe. Le film n'est pas continu en raison des aspérités des surfaces, de sorte qu'un frottement moyen est généré.[12]
- c) **Palier à régime hydrostatique :** un film de coûteuse est créé artificiellement en injectant du lubrifiant dans une pression. Cela sépare entièrement les surfaces, par conséquent, réduisant le frottement. [5]
- d) **Palier à gaz :** Ce type de palier fonctionne sur le même principe que le régime hydrostatique, à la différence que le lubrifiant est un gaz, habituellement de l'air. C'est utilisé dans des applications où le contact solide entre des surfaces doit être évité tout en réduisant la friction.[12]

- e) **Palier à régime hydrodynamique** : un film lubrifiant épais, de l'ordre de quelques micromètres à des dizaines de μm , se forme entre l'arbre et le coussinet grâce au mouvement de rotation de l'arbre. Cet effet porte le nom d'effet de portance hydrodynamique, et il est activé s'il y a une vitesse d'arbre minimum pour chaque défaut dans le coussinet.[13]
- f) **Paliers magnétiques** : les paliers magnétiques suspendent le rotor dans un champ électromagnétique sans contact mécanique. Les capteurs mesurent la position du rotor en permanence, et la position est utilisée pour commander le système d'aimants pour maintenir la stabilité. [13]

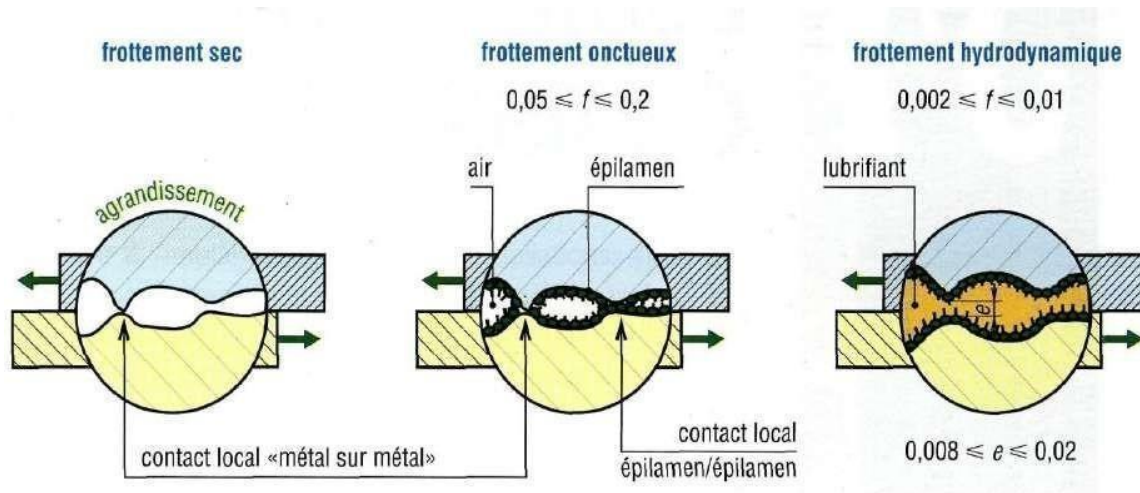


Figure 9: Différent types de régimes.[13]

C. Selon la longueur :

Les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types, les paliers infiniment courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie [14] :

a) Palier court :

Un palier est qualifié d'infiniment court lorsque le rapport L/D , est très faible. Plus précisément, cette condition est généralement admise lorsque $L/D < 0,125$. Dans ce cas, il est courant de considérer que le gradient de pression dans la direction circonférentielle est négligeable comparé à celui observé dans la direction axiale.

Cette simplification permet de réduire significativement la complexité des équations gouvernant l'écoulement du film lubrifiant. Ainsi, l'étude du comportement hydrodynamique de ce type de palier peut être menée de manière plus analytique, tout en conservant une précision satisfaisante pour des configurations géométriques courtes [15].

b) Palier infiniment long :

On parle de palier infiniment long lorsque le rapport entre sa longueur (L) et son diamètre (D) est supérieur à 4. Dans ce cas, on considère que le fluide lubrifiant circule principalement dans le sens circonférentiel, tandis que l'écoulement dans la direction axiale est négligeable.

Cette hypothèse permet de simplifier l'analyse du comportement du film lubrifiant en supposant que les variations de pression selon l'axe du palier sont très faibles, voire nulles, comparées à celles qui se produisent autour du palier. Ce type de modélisation est particulièrement adapté aux configurations où la longueur du palier domine largement sa section [15].

c) Palier de longueur finie :

Un palier est dit de longueur finie lorsque le rapport longueur sur diamètre (L/D) se situe dans l'intervalle compris entre 0,125 et 4. Ce type de palier représente une configuration intermédiaire entre les deux cas limites que sont le palier infiniment court et le palier infiniment long.

Contrairement à ces configurations extrêmes, le palier de longueur finie reflète plus fidèlement la réalité des applications industrielles. En effet, il prend en compte à la fois les variations de pression dans les directions axiale et circonférentielle, sans recourir aux hypothèses simplificatrices adoptées pour les cas précédents. Par conséquent, les résultats obtenus à partir de ce modèle sont généralement plus représentatifs du comportement réel du système [15].

I.3.3. Les paliers lisses cylindriques hydrodynamique

Les paliers lisses hydrodynamiques de forme cylindrique jouent un rôle essentiel dans le support des charges radiales et la stabilisation des rotors, même dans des environnements exigeants caractérisés par des charges importantes et des vitesses de rotation élevées. Leur fonctionnement repose sur un mécanisme hydrodynamique où un film lubrifiant visqueux, présent entre l'arbre (de rayon R_a) et le coussinet intérieur (de rayon R_c), génère une pression suffisante pour séparer complètement les surfaces en contact. Ce film d'huile réduit considérablement les frottements et l'usure, contribuant ainsi à prolonger la durée de vie et à améliorer la performance globale du système. Grâce à leur capacité à répartir les charges de manière homogène et à diminuer les vibrations, ces paliers conviennent particulièrement aux équipements industriels lourds comme les turbines à vapeur, les moteurs électriques ou les pompes de refroidissement.[1]

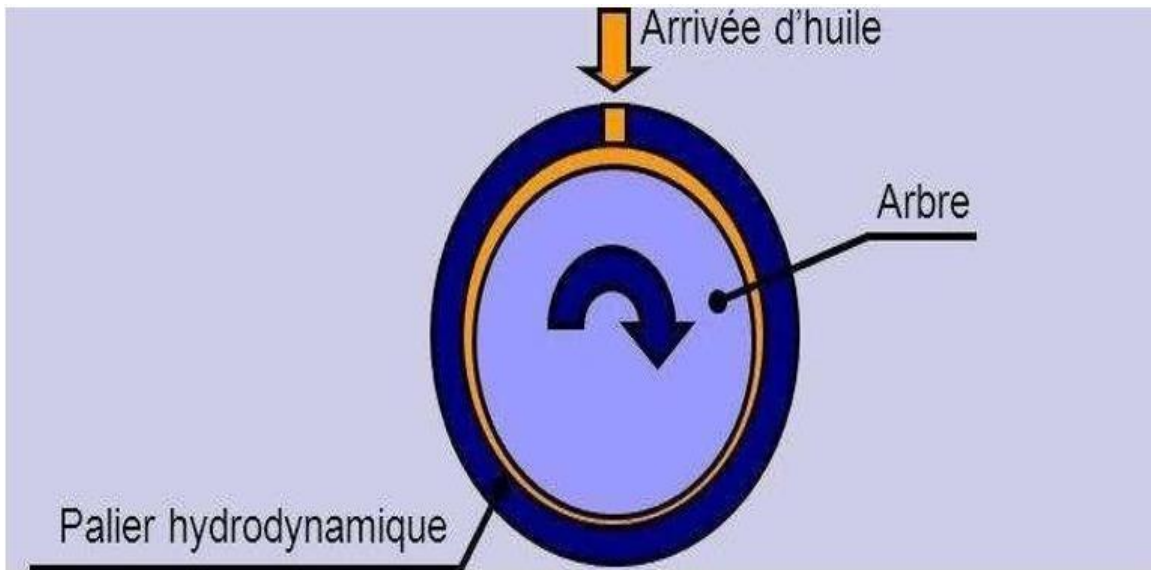


Figure 10: Schéma illustrant la configuration d'un palier hydrodynamique.[13]

- Caractéristiques géométriques :

Un palier lisse est constitué de deux éléments principaux : un arbre de rayon R_a et un coussinet intérieur de rayon R_c , avec une longueur L . Ces deux parties peuvent être visualisées comme deux cercles concentriques, comme illustré dans la (Figure 11). [10]

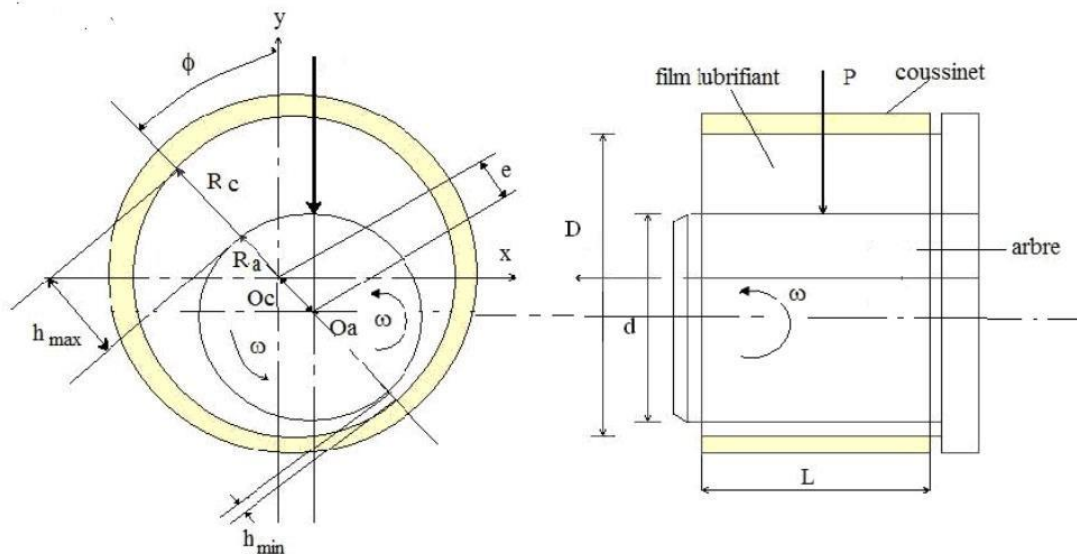


Figure 11: Schéma des caractéristiques fonctionnelles d'un palier hydrodynamique.[16]

Un palier lisse se définit principalement par trois catégories de paramètres essentiels [16] :

- Paramètres géométriques : Le diamètre du coussinet D et du palier d , la longueur L , le jeu radial $C = R_c - R_a$, avec un jeu relatif (C/R) d'environ 0,001, ainsi que le rapport entre la longueur et le diamètre L/D .

- Paramètres de fonctionnement : La vitesse de rotation N , la charge W , l'épaisseur du film lubrifiant h , la distance $e = |OaOc|$ appelée excentricité, ainsi que l'angle de calage φ (l'angle formé entre la direction de la charge W et la ligne joignant les centres Oa et Oc). Ces paramètres sont essentiels pour déterminer la position relative de Oa par rapport à Oc . L'excentricité relative est définie par : $\varepsilon = \frac{e}{c}$
- Paramètres du lubrifiant : la viscosité dynamique et la masse volumique

I.3.4. Principe de fonctionnement du palier

Alors, comment fonctionne réellement un palier ? Son principe repose essentiellement sur l'écoulement du film lubrifiant. Grâce à l'adhérence du fluide visqueux sur les surfaces en mouvement, le lubrifiant est entraîné à travers l'interface. Dans le cas spécifique de la lubrification hydrodynamique, une pression se développe naturellement à condition de maintenir un débit constant. Cette pression permet à la fois de générer la portance et d'engendrer le frottement.

Dans un palier hydrodynamique, l'objectif principal est d'assurer une portance suffisante pour supporter la charge appliquée, tandis que les forces de frottement en résultent naturellement. Pour que le fluide lubrifiant remplisse efficacement son rôle, le champ de pression généré dans le film doit être assez élevé pour compenser la charge normale, et ce, en fonction de la surface de contact disponible. De plus, l'épaisseur minimale du film lubrifiant doit rester supérieure aux irrégularités géométriques des surfaces en contact. [1]

Lors du démarrage du palier, on distingue généralement trois étapes successives illustrées dans la (Figure I.12). Les points Oa et Oc correspondent respectivement au centre de l'arbre et au centre du coussinet. La charge appliquée sur l'arbre est notée W [7].

- **À l'arrêt.** Lorsque le système est immobile (voir Figure 12.1), l'arbre repose directement sur le coussinet. La ligne de contact est alignée avec la direction de la charge, et la distance entre les centres Oa (arbre) et Oc (coussinet) équivaut au jeu radial C . [16]

- **Au démarrage,** Dès que l'arbre commence à tourner (Figure 12.2), l'arbre glisse tout en pivotant à l'intérieur du coussinet. La lubrification se fait de manière mixte et le lubrifiant est entraîné dans l'espace qui se forme entre l'arbre et le coussinet. [16]
- **Au fonctionnement,** Quand la vitesse de rotation atteint un certain niveau (Figure 12.3), une pression hydrodynamique se développe dans le film lubrifiant, permettant de supporter la charge P . Le centre de l'arbre (O_a) reste légèrement excentré mais maintenu de façon stable à l'intérieur du coussinet. [16]

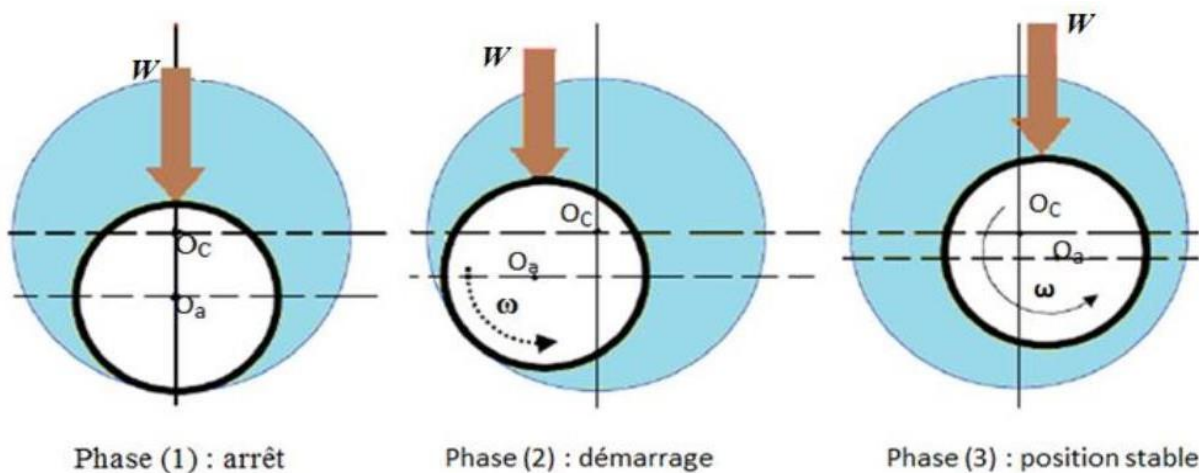


Figure 12: Représentation schématique du fonctionnement d'un palier lisse.[16]

I.3.5. Mode d'alimentation des paliers lisses

Les performances des paliers lisses dépendent fortement de la configuration du système d'alimentation en lubrifiant. En effet, la position, la géométrie des canaux d'alimentation, ainsi que la pression appliquée influencent de manière significative leur bon fonctionnement. On distingue principalement deux types classiques de rainures : les rainures axiales, les rainures circumférentielles.

A. Rainures axiales :

En ce qui concerne l'alimentation en huile du palier, lorsqu'une charge fixe est appliquée dans une direction donnée, la position optimale de la rainure axiale se trouve légèrement après la génératrice correspondant à l'épaisseur maximale du film lubrifiant.

Cependant, comme la position de la ligne des centres, définie par l'angle de calage, dépend des paramètres tels que la charge, la vitesse de rotation et la viscosité du lubrifiant, cette rainure est généralement placée dans une zone située entre 90° et 135° en amont de la direction de la charge.

Dans les cas où le sens de rotation n'est pas déterminé, il est possible d'intégrer deux rainures d'alimentation diamétralement opposées, positionnées à 90° de la direction de la charge (voir Figure 13).

Par ailleurs, l'ajout d'une seconde rainure s'explique parfois par des considérations thermiques : elle permettrait de limiter la recirculation de l'huile chaude et d'optimiser ainsi le refroidissement du palier.

Il est à noter que la position de la rainure axiale, lorsqu'elle est placée dans la zone supérieure non sollicitée, a peu d'effet sur la charge portante, mais peut en revanche influencer le couple de frottement. [7]

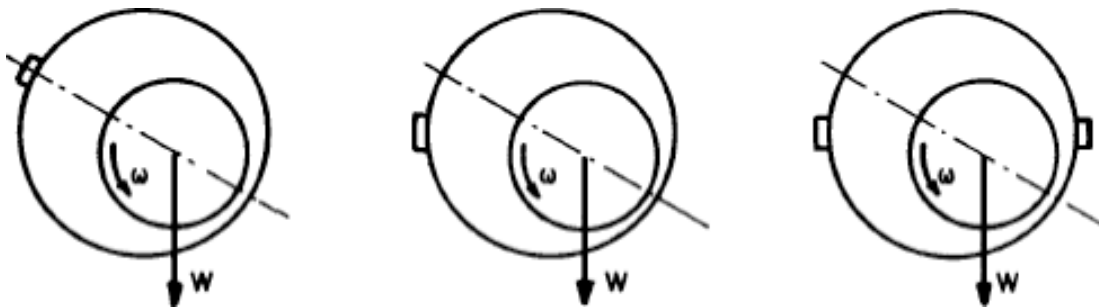


Figure 13: Représentation de la position des rainures axiales [7].

B. Rainure circonférentielle :

Ce type de rainure est souvent utilisé lorsque la direction de la charge appliquée varie. En général, elle est positionnée au centre du palier. Toutefois, l'intégration d'une rainure circonférentielle entraîne une diminution de la capacité portante du palier, car elle revient à remplacer un palier continu de longueur L par deux demi-paliers de longueurs inférieures à $L/2$ (voir Figure 15).

De plus, certaines configurations de paliers, notamment ceux utilisés dans les bielles de moteurs thermiques, présentent des rainures circonférentielles de largeur limitée ou même des orifices ponctuels. En pratique, la géométrie du palier ainsi que la disposition des rainures peuvent être bien plus complexes. Les paliers à section non circulaire ou équipés de plusieurs rainures (Figure 14) offrent une meilleure stabilité face aux vibrations, bien que leur capacité de charge soit légèrement réduite. [17]



Figure 14: Palier à une rainure circonférentielle

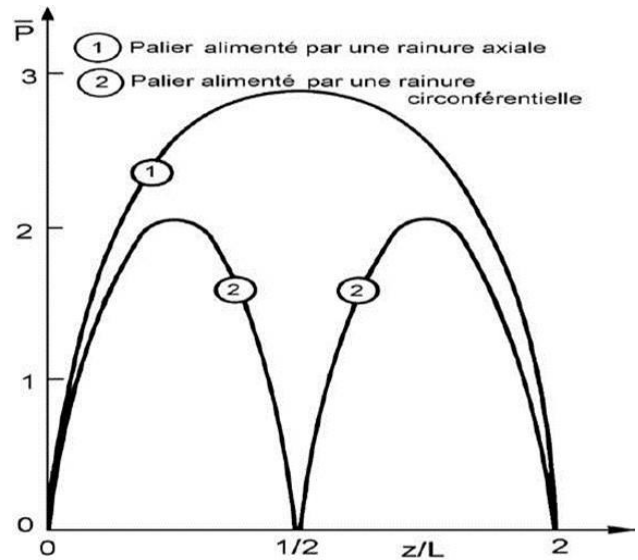


Figure 15: Évolution de la pression en fonction de la coordonnée axiale z [11].

I.3.6. Les avantages et les inconvénients des paliers lisses

A. Les avantages sont :

- ✚ Les grandes surfaces porteuses bien lubrifiées les rendent insensibles aux chocs et aux vibrations.
- ✚ Ils tournent à grande vitesse et sont super silencieuses.
- ✚ Ils ne craignent pas la poussière et ils n'ont pas de problèmes de fatigue.
- ✚ On peut les utiliser sans limite de durée dans des conditions de frottement visqueux.
- ✚ Le montage et le démontage des arbres sont simplifiés grâce à l'utilisation de coussinets en plusieurs parties.

B. Les inconvénients sont :

- ✚ Démarrage un peu lent.
- ✚ La viscosité de l'huile varie en fonction de la température.
- ✚ Rendement pas aussi bon que les roulements.
- ✚ Risque de se gripper.
- ✚ Besoins de surveillance constante.

I.4. Notions de lubrification

I.4.1. Introduction :

La lubrification hydrodynamique constitue un aspect fondamental de la tribologie. Elle

concerne essentiellement l'étude des cas où un film de fluide se place entre deux surfaces en mouvement relatif. Lorsque ce film présente une épaisseur suffisante, il assure une séparation complète des surfaces, empêchant ainsi tout contact direct entre leurs aspérités et défauts. [18]

I.4.2. Les différents régimes de la lubrification :

Quand on étudie comment les différents paramètres de construction influencent le fonctionnement du palier, comme la charge, la vitesse, la viscosité et les jeux, on se rend compte qu'il existe un nombre spécifique qui joue un rôle clé :

Nombre de SOMMERFELD :

$$s = \frac{nv}{p} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (1)$$

P : rapport entre la charge appliquée sur le palier et la surface projetée

ν : viscosité du film lubrifiant, N= vitesse de rotation de l'arbre. [4]

Ce nombre caractérise le régime de fonctionnement du palier. La courbe de STRIBECK, présentée à la figure 16, montre l'évolution du coefficient de frottement en fonction de ce paramètre. Elle met en évidence l'influence des caractéristiques de conception sur le type de lubrification, notamment en ce qui concerne le frottement.

Toute variation de l'un de ces paramètres peut ainsi provoquer des effets indésirables tels qu'une usure accrue, voire une défaillance du mécanisme. [19]

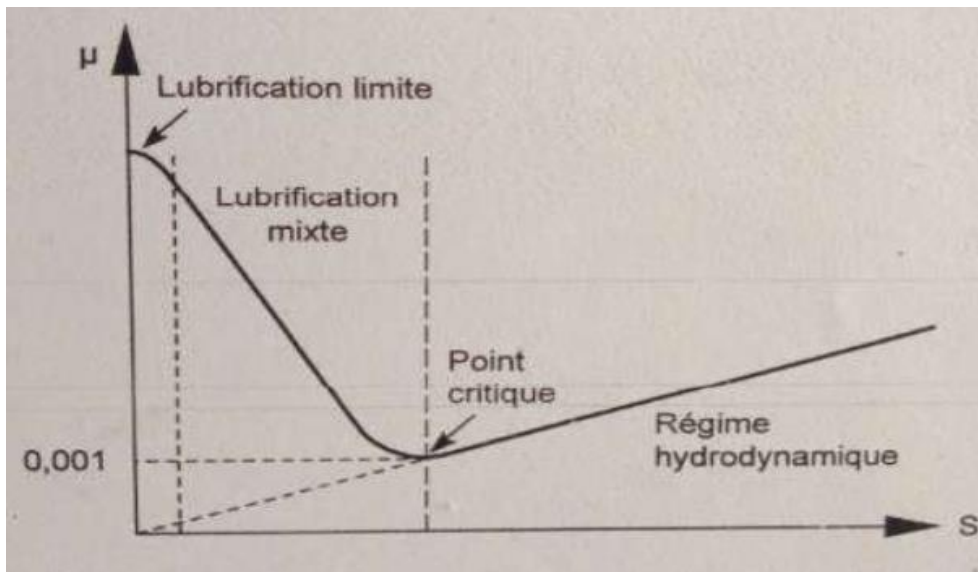


Figure 16: Evolution du facteur de frottement en fonction du paramètre de SOMMERFELD

(Courbe de STRIBECK) [19].

A. La lubrification limite :

En gros, ce type de régime se distingue par le fait que la charge sur le palier est entièrement soutenue par les aspérités en contact. Ces aspérités sont couvertes d'un film de lubrifiant, qui peut être complet ou partiellement dégradé.

Quand le film lubrifiant se dégrade ou disparaît au niveau des zones de contact, cela engendre une discontinuité observable sur la courbe de Stribeck, indiquée par le tracé en pointillé sur la figure 16. Concrètement, cela signifie que les aspérités des surfaces en mouvement finissent par entrer en contact direct, ce qui détruit le film adsorbé sous l'effet de la pression exercée. À titre d'exemple, le coefficient de frottement entre deux éléments en acier est d'environ 0,15 en présence d'un film efficace, mais peut s'élever entre 0,3 et 0,5 en cas de rupture de ce dernier. [20-3]

B. La lubrification mixte :

Le déplacement relatif entre les deux surfaces reste insuffisant pour générer une pression hydrodynamique capable de supporter toute la charge appliquée, entraînant ainsi des contacts partiels entre aspérités. Toutefois, ces contacts ne suffisent pas à rompre totalement le film lubrifiant présent à ces endroits. Sur le diagramme de Stribeck (Figure 16), la zone correspondant à ce régime est difficile à délimiter précisément, notamment lors de la transition entre les lubrifications limite et mixte.

En ce qui concerne la transition entre les régimes de lubrification mixte et hydrodynamique, on considère généralement que le régime mixte commence lorsque le paramètre λ devient inférieur à 3. Ce paramètre λ représente le rapport entre l'épaisseur minimale du film de lubrifiant et l'écart-type combiné des rugosités des deux surfaces en contact. À titre indicatif, dans ce régime, le coefficient de frottement peut varier considérablement, allant de 0,20 à 0,001. Pour modéliser cette zone de transition sur la courbe, le coefficient de frottement total f peut être estimé à l'aide de la relation suivante :

$$f = \alpha f_m + (1 - \alpha) f_h \quad (2)$$

Avec :

f_m : Coefficient de frottement en régime mixte.

f_h : Coefficient de frottement en régime hydrodynamique.

α : Coefficient de répartition en fonction de la charge supportée par le film hydrodynamique vis-à-vis de celle supportée par les aspérités. [20]

C. La lubrification hydrodynamique ou fluide :

Lorsqu'un fluide lubrifiant est intercalé entre deux surfaces en mouvement relatif (par glissement ou rotation), une pression s'établit dans le film, maintenant les surfaces à distance. Ce phénomène est appelé lubrification hydrodynamique, ou lubrification fluide parfaite, par opposition à la lubrification mixte.

Deux mécanismes principaux peuvent générer cette pression de portance : l'effet de coin convergent, qui se manifeste lorsque l'axe de l'arbre n'est pas centré dans son logement, et l'effet de compression, qui apparaît lors de déplacements rapides sans rotation, comme c'est souvent le cas dans les paliers de pied de bielle des moteurs à combustion.

Dans ce régime, le coefficient de frottement reste très faible, généralement compris entre 0,001 et 0,005.

Pour modéliser l'ensemble des phénomènes de portance en lubrification, on utilise l'équation générale de Reynolds. Toutefois, il reste pertinent d'analyser séparément les différents mécanismes selon le contexte.[20]

I.5. Le lubrifiant

Le mot « **lubrifiant** » trouve son origine dans le latin "*lubricus*", qui signifie « glissant ». Un lubrifiant est, par définition, une substance introduite entre deux surfaces en contact et en mouvement relatif, dans le but principal de réduire les frottements et de limiter l'usure. Un lubrifiant efficace remplit plusieurs fonctions essentielles, parmi lesquelles :

- La formation d'un film protecteur qui isole les surfaces en contact,
- L'évacuation partielle de la chaleur produite par les frottements,
- Pour la lubrification, protéger le roulement contre les salissures extérieures,
- Atténuer le bruit lors du fonctionnement,
- Protéger des rouilles et de la corrosion.

On peut classer les lubrifiants en trois grandes catégories : les solides, les liquides et les pâteux [3]. Nous avons choisi le lubrifiants liquides parce que là plus utilise dans les systèmes mécaniques.

I.5.1. Composition et types d'huile

Les huiles utilisées pour la lubrification contiennent majoritairement une huile de base, représentant environ 90 à 95 % de la formulation, complétée par 5 à 10 % d'additifs. Le type d'huile sélectionné varie selon les conditions d'utilisation, les contraintes spécifiques du système, ainsi que le coût associé.

Ces huiles contiennent généralement un fluide de base qu'on appelle « base lubrifiante ». On peut trouver deux types de bases pour les huiles lubrifiantes : d'un côté, celles d'origine minérale, et de l'autre, les synthétiques.[2]

A. Les huiles à base minérale :

Ces huiles proviennent du raffinage du pétrole et sont constituées de molécules d'hydrocarbures. On distingue principalement trois types :

- *Huiles paraffiniques* : composées d'hydrocarbures linéaires ou ramifiés, elles se distinguent par leur bonne résistance à l'oxydation et leur indice de viscosité élevé.
 - *Huiles naphthéniques* : formées d'hydrocarbures cycliques saturés souvent ramifiés, elles offrent une stabilité à l'oxydation moindre comparée aux paraffiniques et présentent un indice de viscosité plus faible.
 - *Huiles aromatiques* : ces hydrocarbures cycliques insaturés sont peu stables face à l'oxydation et possèdent un indice de viscosité très bas, parfois même négatif.[21]
- Les huiles minérales sont généralement des mélanges de ces différentes catégories, et non des produits purs. Ainsi, on parle d'une base minérale à dominante naphthénique, par exemple, lorsque les composants naphthéniques prédominent dans la formulation. [7]

B. Les huiles à base synthétique :

Ces huiles sont obtenues par des réactions chimiques comme l'alkylation, l'estérification ou la polymérisation. On retrouve principalement :

- *Les esters phosphoriques (aliphatiques)* : utilisés notamment en aéronautique pour leur faible viscosité à basse température.
 - *Les esters synthétiques* : tels que les diesters et esters de polyols.
 - *Les hydrocarbures synthétiques* : en particulier les polyalphaoléfinés (PAO), reconnus pour leur stabilité.
 - *Les huiles siliconées* : utilisées pour leurs propriétés thermiques et chimiques particulières.

On devine immédiatement que le mélange entre les différentes huiles de base et l'introduction d'additifs rendent les possibilités de composition ; et donc de comportement ; excessivement nombreuses.[7]

C. Les additifs :

Les machines d'aujourd'hui demandent une vitesse, une température et une fiabilité qui font que ni les huiles minérales ni les huiles synthétiques ne peuvent toujours répondre à toutes les exigences. C'est pourquoi tous les lubrifiants industriels contiennent des additifs. Ils sont là pour protéger le matériel, prolonger la vie du lubrifiant et améliorer ses performances. [7] Ces additifs ont trois grandes missions :

- Assurer la protection des équipements.
- Augmenter la longévité du lubrifiant.
- Optimiser les performances de lubrification.

I.5.2. Caractéristiques essentielles des lubrifiants liquides

Autrefois, pour évaluer un lubrifiant, on se basait essentiellement sur sa couleur, son reflet au soleil, sa transparence et son aspect en général. Aujourd'hui, on a des critères beaucoup plus précis. Parmi les plus importants, [1] on trouve :

- L'onctuosité, qui reflète la capacité de lubrification,
- La stabilité thermique et à l'oxydation, qui indique la résistance de l'huile aux dégradations liées à la chaleur et à l'air,
- La viscosité à différentes températures, essentielle pour calculer l'indice de viscosité,
- La densité,
- Le point de congélation, qui révèle la fluidité à basse température,
- Le point d'éclair, qui détermine le seuil d'inflammabilité du lubrifiant

I.5.3. La viscosité en lubrification

Parmi l'ensemble des propriétés physiques et chimiques influençant le processus de lubrification, la viscosité occupe une place centrale. Dans les dispositifs tels que les paliers, les engrenages ou les systèmes hydrauliques fonctionnant selon un régime hydrodynamique, c'est principalement la viscosité qui conditionne les pertes par frottement, la capacité de charge

et l'épaisseur du film lubrifiant. En résumé, la viscosité traduit l'aptitude d'un fluide à former un film de lubrification efficace, en tenant compte des paramètres de vitesse, de charge et de température.[2]

✚ Définition de la viscosité :

D'après la norme NF T 60-100 de novembre 1952 [23] « la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein ».

Le principe de la viscosité peut être représenté schématiquement (figure 17), par l'exemple d'une plaque se déplaçant à vitesse constante au-dessus d'un film lubrifiant, illustrant ainsi le cisaillement du fluide entre deux surfaces.

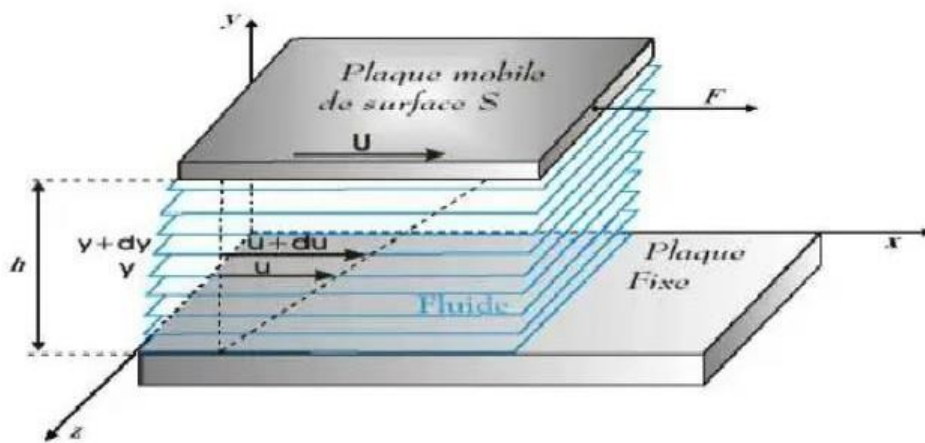


Figure 17: Schéma du concept de viscosité. [22]

La force F exercée pour déplacer la paroi mobile est directement proportionnelle à la viscosité du fluide. Par conséquent, il est possible de déterminer cette viscosité en mesurant l'intensité de la force appliquée. Elle reflète exclusivement les forces de frottement internes au sein du lubrifiant, et on la désigne par le terme de viscosité dynamique, notée μ , exprimée en

$$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}.$$

À une distance y de la paroi fixe, si une particule de fluide se déplace avec une vitesse v , la contrainte de cisaillement τ_{xy} peut s'exprimer, dans le cas d'un écoulement unidimensionnel, selon la relation suivante :

$$\tau_{xy} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (3)$$

La force F peut être déterminée en intégrant la contrainte de cisaillement à travers l'épaisseur du film lubrifiant.

La viscosité cinématique, notée ν , correspond au rapport entre la viscosité dynamique μ et la masse volumique du fluide ρ , soit :

$$\nu = \frac{u}{\rho} \quad (m^2/s) \quad (4)$$

Dans les paliers soumis à des sollicitations intenses, la viscosité du lubrifiant n'est pas constante : elle peut évoluer en fonction de la température, de la pression, et parfois du taux de cisaillement. [4]

I.5.4. Variables affectant la viscosité

✚ La température

La viscosité d'un lubrifiant est vraiment influencée par la température. En général, plus il fait chaud, plus la viscosité diminue. Ça peut avoir un impact important sur le fonctionnement d'un système mécanique, surtout dans des applications critiques comme les actionneurs de contrôle de vol. Pour comprendre cette relation, on utilise deux concepts : la classe de viscosité ISO VG et l'indice de viscosité (VI). La norme ISO VG (ISO 3448) classe les huiles selon leur viscosité mesurée à 40 °C, mais elle ne dit rien sur ce qui arrive à cette viscosité à d'autres températures. En revanche, l'indice de viscosité (d'après l'ASTM D2270) montre comment l'huile garde une viscosité stable avec la température. Une huile avec un indice VI élevé aura une variation de viscosité moins marquée entre le froid et le chaud, ce qui est idéal dans des environnements avec de grandes fluctuations de température. Donc, deux huiles de même classe ISO VG peuvent agir différemment : celle avec un indice VI plus élevé conservera une viscosité plus stable, ce qui garantit un fonctionnement plus fiable et une lubrification efficace, même dans des conditions thermiques extrêmes.[7]

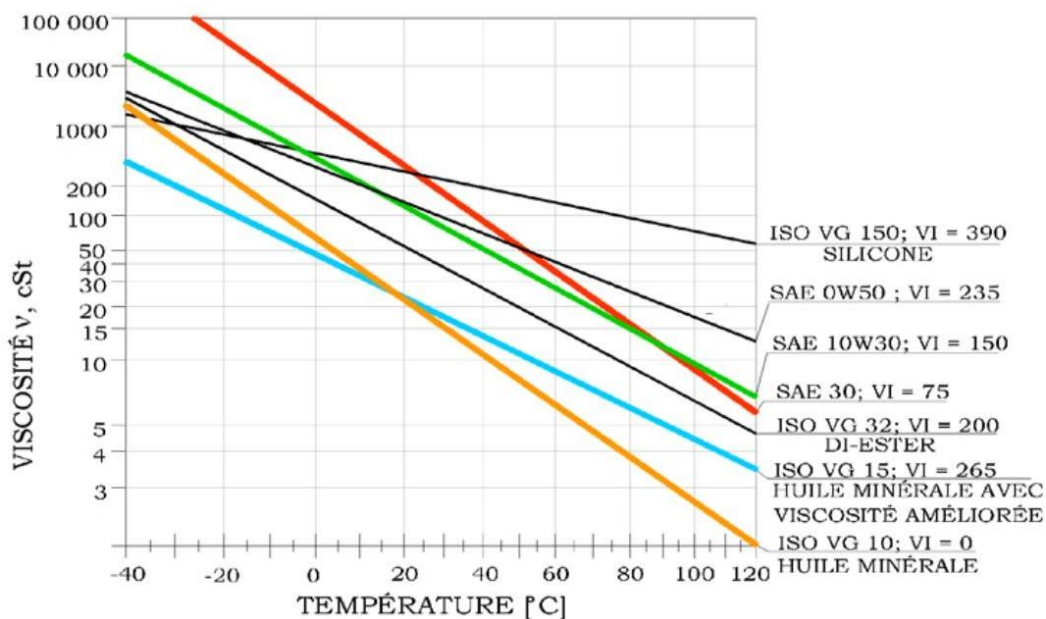


Figure 18: Comparaison de différentes huiles en fonction de leur viscosité sur le diagramme viscosité-température (méthode ASTM) [24].

Classes de viscosité ISO	Viscosité cinématique médiane cSt à 40 °C	Limite de la viscosité cinématique cSt à 40 °C	
		Min	Max
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9.00	11.0
ISO VG 15	15	13.5	16.5
ISO VG 22	22	19.8	24.2
ISO VG 32	32	28.8	35.2
ISO VG 46	46	41.4	50.6
ISO VG 68	68	61.2	74.8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100

Tableau 1: Classification ISO des huiles industrielles. [2]

La pression

La viscosité subit des variations significatives sous l'effet de la pression, notamment dans les zones de contact fortement chargées, comme au niveau des aspérités des surfaces solides. Pour décrire cette dépendance, on utilise généralement une loi empirique formulée par Barus en 1893, qui exprime la variation de la viscosité en fonction de la pression [3] :

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (5)$$

Où

P : est la pression appliquée.

μ_0 : la viscosité dynamique mesurée à pression atmosphérique.

α : coefficient de piézoviscosité, dont la valeur dépend du type d'huile utilisée, :

$$5.10^{-9} < \alpha < 40.10^{-9} \text{ Pa}^{-1}.$$

Pression en MPa	0.1	10	20	30	40	50	100
Viscosité en Pa.s	0.05	0.06	0.075	0.11	0.15	0.23	0.70

Tableau 2: Évolution de la viscosité en fonction de la pression pour

Une huile de type paraffinique. [2]

I.5.5. Le taux de cisaillement

Lorsque la viscosité dynamique μ varie avec le taux de cisaillement, le fluide est dit **non newtonien**. Des mesures effectuées avec un viscosimètre de type Couette (jusqu'à 10^6 s^{-1}) montrent une diminution de la viscosité avec l'augmentation du cisaillement (voir Figure 19). Cet effet, souvent réversible, est typique des huiles contenant des additifs. Il peut toutefois devenir permanent en cas de dégradation du lubrifiant. [7]

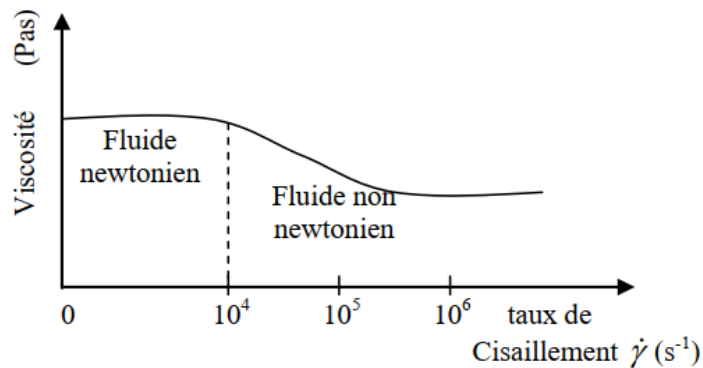


Figure 19: Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement. [23]

✚ **Fluide newtonien :**

Le comportement newtonien s'applique à la majorité des fluides composés de molécules simples. Dans ce modèle, les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique qu'en régime de cisaillement simple, seules des contraintes de cisaillement interviennent. Cela signifie notamment que :

- La viscosité est constante, indépendamment du taux de cisaillement,
- Elle ne varie pas avec le temps, et les contraintes disparaissent aussitôt que l'écoulement cesse.[16]

✚ **Fluide non-newtonien :**

Quand un fluide n'agit pas comme un fluide newtonien, on dit qu'il présente un comportement non newtonien. Comprendre ces comportements et les relier à la structure microscopique du fluide, c'est ce qu'on appelle la rhéologie. Bien que ce domaine soit relativement nouveau, il a énormément évolué avec l'arrivée des polymères synthétiques. [16]

Conclusion

Ce chapitre a permis d'examiner l'évolution historique de la tribologie ainsi que les concepts fondamentaux liés à la lubrification, avec un accent particulier sur les paliers hydrodynamiques. Il en ressort que la maîtrise des phénomènes de lubrification est essentielle pour garantir la performance et la durabilité des composants mécaniques.

Chapitre II :
Présentation
De Problème

II.1. Introduction

En régime de lubrification hydrodynamique, le film lubrifiant assure une séparation complète entre les surfaces en mouvement relatif, à condition que les irrégularités de surface soient inférieures à l'épaisseur de ce film. La stabilité de ce film repose sur la génération d'une pression interne suffisante pour compenser la charge appliquée. Cette pression peut être produite par une action mécanique externe (comme des pompes ou compresseurs), ou résulter du mouvement relatif entre les surfaces.

La connaissance de cette pression permet de déterminer les paramètres de fonctionnement du système tels que la capacité de charge, l'angle de calage, le couple de frottement et le débit. Ainsi, pour analyser le comportement d'un palier lisse, il est nécessaire de résoudre l'équation de Reynolds, ce qui requiert l'adoption d'hypothèses simplificatrices et la définition de conditions aux limites appropriées.

II.2. Calcul des différents paramètres dans la zone de contact

II.2.1. Capacité de charge et angle de calage

La charge W supportée par le contact est déterminée en intégrant la distribution de pression dans le film lubrifiant sur toute la surface de contact. On obtient les composantes de la charge sur deux axes perpendiculaires, elles s'écrivent [15] :

$$\begin{cases} W_k = - \int_s P \cos\theta . ds = W . \cos\phi \\ W_l = - \int_s P \sin\theta . ds = W . \sin\phi \end{cases} \quad (6)$$

Où : S est surface du contact et des éléments d'aire.

Avec :

$$w = \sqrt{W_k^2 + W_l^2} \quad (7)$$

L'angle de calage est défini par :

$$\phi = \arctg \left(- \frac{W_l}{W_k} \right) \quad (8)$$

La charge peut s'écrire par :

$$W = \int_0^l \int_0^{2R\pi} P . dx . dz \quad (9)$$

II.2.2. Le débit

Le débit volumique, applicable aux fluides incompressibles, correspond au flux du vecteur vitesse à travers une surface perpendiculaire au film lubrifiant. Il s'exprime donc comme suit :

$$Q_j = \int_{S_j} u_j \cdot ds \quad (10)$$

Dans cette relation, Q_j et U_j représentent respectivement la composante de la vitesse selon la direction j , et le débit volumique associé, évalué à travers la section S_j , perpendiculaire à l'axe j , utilisée pour le calcul du débit. [26]

Dans le cas simplifié d'un palier cylindrique, on peut approximer : [25]

$$Q = \int_0^L \int_0^{2\pi} u(\theta, z) \cdot h(\theta, z) R \cdot d\theta \cdot dz \quad (11)$$

Où :

- $u(\theta, z) = \Omega r$ est la vitesse tangentielle de l'arbre (supposée uniforme),
- $h(\theta, z)$ est l'épaisseur locale du film d'huile,
- R est le rayon moyen du palier,
- L est la longueur axiale du palier.

II.2.3. Force ou couple de frottement

Le calcul de la force ou du couple de frottement peut être réalisé sur l'une des surfaces en contact, en procédant à l'intégration soit de la contrainte de cisaillement, soit du moment élémentaire associé à la direction étudiée. Dans un système de coordonnées cartésiennes, les composantes F_x et F_z de la force de frottement appliquée sur la surface 1 peuvent alors être déterminées. (Correspond à la paroi inférieure du film d'huile (souvent le rotor)) et dans les directions X et Z s'écrivent :

$$F_{x_1} = \int (\tau_{xy})_{y=0} ds \quad (12)$$

$$F_{z_1} = \int (\tau_{xz})_{y=0} ds \quad (13)$$

Les composantes F_{x_2} et F_{z_2} de la force de frottement appliquée sur la surface 2 correspondant généralement à la paroi supérieure (le stator), sont déterminées de manière analogue, en intégrant les contraintes de cisaillement évaluées sur cette paroi, c'est-à-dire pour $y=h$. [26]

II.3. Equation de base de la lubrification hydrodynamique

II.3.1. Equation d'épaisseur du film lubrifiant [7]

Considérons une section radiale d'un palier aligné. Un point M, situé sur la surface interne du coussinet, est identifié par la coordonnée angulaire θ , définie comme l'angle entre les vecteurs $(\overrightarrow{O_cA}, \overrightarrow{O_cM})$ l'épaisseur du film d'huile est donnée par :

$$h = O_cM - O_cM' = R_c - O_cM' = R_a + C - O_cM' \quad (14)$$

Où

$$C = R_c - R_a$$

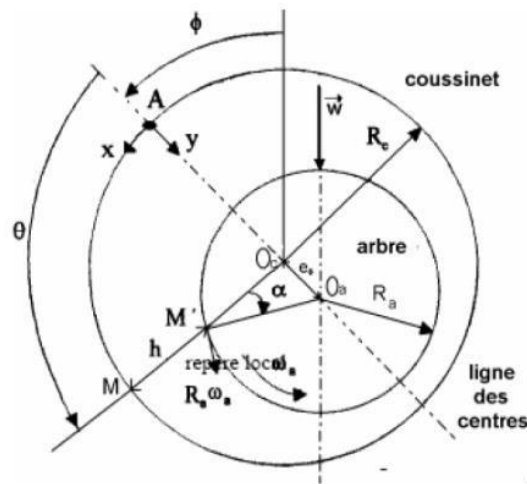


Figure 20: Section droite du palier [3]

En utilisant la loi des sinus dans le triangle $O_aM'OC$, on obtient

$$\text{D'où :} \quad \frac{R_a}{\sin \theta} = \frac{e}{\sin \alpha} = \frac{O_cM}{\sin(\theta - \alpha)} \quad (15)$$

$$\sin \alpha = \frac{e}{R_a} \sin \theta \quad (16)$$

Et

$$O_cM = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin(\theta - \alpha) \quad (17)$$

Or

$$\sin(\theta - \alpha) = \sin \theta \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} - \frac{e}{R_a} \sin \theta \quad (18)$$

$$\text{Et} \quad O_cM' = R_a \left(\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta \right)^2} - \frac{e}{R_a} \cos \theta \right) \quad \text{Equation(19)}$$

Le rapport $\frac{e}{Ra}$ est très faible par rapport à 1 (environ 10^{-3}) ce qui permet d'ignorer le terme $(\frac{e}{Ra} \sin \theta)^2$ Par rapport à 1. On obtient alors :

$$h = 1 + \varepsilon \cos(\theta) \quad (20)$$

L'excentricité relative $\varepsilon = \frac{e}{c}$ prend des valeurs comprises entre 0 et 1.

Cette relation reste valide uniquement lorsque $C/R \ll 1$.

- ✚ Si $\varepsilon = 0$, l'arbre et le coussinet sont coaxiaux.
- ✚ Si $\varepsilon = 1$, un contact se produit entre les surfaces de l'arbre et du coussinet.

II.3.2. Equations de Reynolds

La théorie de la lubrification hydrodynamique, proposée par Reynolds en 1886, a été appliquée dès le début du XXe siècle aux paliers et butées [2]. En 1881, Hertz a développé une théorie du contact sans frottement, utile pour évaluer les contraintes mais sans prendre en compte le fluide [27].

En 1905, Michell a trouvé une solution approchée de l'équation de Reynolds pour une butée de largeur finie, montrant l'effet des fuites latérales [27]. En 1933, Swift a amélioré les conditions aux limites du film lubrifiant [2], et en 1953, Ocvirk a proposé une méthode simplifiée pour les paliers courts, toujours utilisée aujourd'hui [1].

La première solution complète du problème élastohydrodynamique a été donnée par Dowson et Higginson en 1959 via une méthode numérique itérative. Depuis, les progrès en calcul numérique ont permis une modélisation précise, bien que les effets de rugosité et de comportement non newtonien restent étudiés.[27]

A. Hypothèses du film minces

L'équation de Reynolds est dérivée des équations de Navier-Stokes sous les hypothèses suivantes [28][29] :

- L'épaisseur du film lubrifiant est très faible comparée aux autres dimensions (hypothèse clé de la lubrification hydrodynamique).

$$h_{\min} \ll R, (C/R)^2 \ll 1$$

- Le lubrifiant est considéré comme un milieu continu, sans discontinuité.
- L'équation de Reynolds n'est pas valable dans les zones de rupture de film.

- Le fluide est newtonien, avec une relation linéaire entre contraintes et taux de cisaillement.
- Le régime d'écoulement est supposé laminaire, ce qui implique que $(C/R) Re \ll 1$, ($C R \cong 0.001$ and $Re < 2300$), où le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho w_t c}{\mu} \quad (21)$$

Elle représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement visqueux s'exerçant sur un volume de lubrifiant. Il dépend notamment de la densité du fluide ρ (en kg/m^3), de la vitesse périphérique du tourillon $w_t = R\Omega$ (en m/s), et du jeu radial c (en m). Lorsque l'écoulement n'est plus laminaire, d'autres modèles doivent être utilisés. [28]

- L'une des surfaces est supposée parfaitement lisse, ce qui permet de définir l'origine du repère sur celle-ci, tandis que la courbure de l'autre surface est considérée négligeable.
- Le fluide respecte la condition d'adhérence : il n'y a pas de glissement à l'interface, la vitesse du fluide est donc égale à celle des parois.
- Les forces d'inertie sont supposées négligeables devant les forces visqueuses, principalement en raison de la faible épaisseur du film, bien que cette condition ne soit pas toujours strictement respectée.
- Les forces volumiques externes sont omises, car jugées négligeables par rapport à celles induites par le gradient de pression.
- La viscosité dynamique μ est supposée constante à travers l'épaisseur du film lubrifiant.

B. Equation de Reynolds généralisée

Les gradients de pression $\partial p / \partial x$ et $\partial p / \partial z$ ont supposés indépendants de la coordonnée y . [28]

✓ Pour des conditions aux limites sans glissement :

$$y = 0, w = 0, v = 0, u = 0, \text{ (palier stationnaire)}$$

$$y = h, w = w_h, v = \partial h / \partial t, u = 0$$

Le champ de vitesse est :

$$W = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y - h) + \frac{y}{h} W_h \quad ; \quad U = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y - h) \quad (22)$$

Le débit volumétrique par unité de largeur de palier, dans le sens du mouvement, est :

$$q_z = \int_0^h w dy = w_h \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (23)$$

Pour un volume de film infinitésimal de hauteur h et de surface $dx dz$, l'équation de continuité est la suivante de continuité est :

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho q_z) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho q_x) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = 0 \quad (24)$$

où le premier terme du côté droit est le flux de cisaillement (flux de Couette) et le second terme est le flux de gradient de pression (flux de Poiseuille).

Le débit volumétrique par unité de largeur de palier sur la longueur du tourillon est de

$$q_x = \int_0^h u dy = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (25)$$

Pour un volume de film infinitésimal de hauteur h et de surface $dx dz$, l'équation de continuité est la suivante :

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho q_z) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho q_x) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = 0 \quad (26)$$

La substitution de q_z et q_x de (18) et (20), nous donne

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} (w_h \rho h) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (27)$$

Dans le cas d'un fluide incompressible ($\rho = \text{constat.}$), l'équation de Reynolds pour un écoulement laminaire, exprimée en coordonnées cartésiennes et tenant compte des effets transitoires, s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{W_h}{2} \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (28)$$

Avec :

x : la position angulaire autour de la circonférence en un point donné,

z : la position selon l'axe longitudinal (direction axiale),

μ : la viscosité dynamique du lubrifiant, supposée constante dans l'ensemble du film,

h : l'épaisseur du film lubrifiant,

P : la pression exercée dans le film de lubrifiant,

W_h : vitesse linéaire de l'arbre

En supposant que la courbure du film est négligeable, le palier développé peut être présenté comme dans la Figure (21).

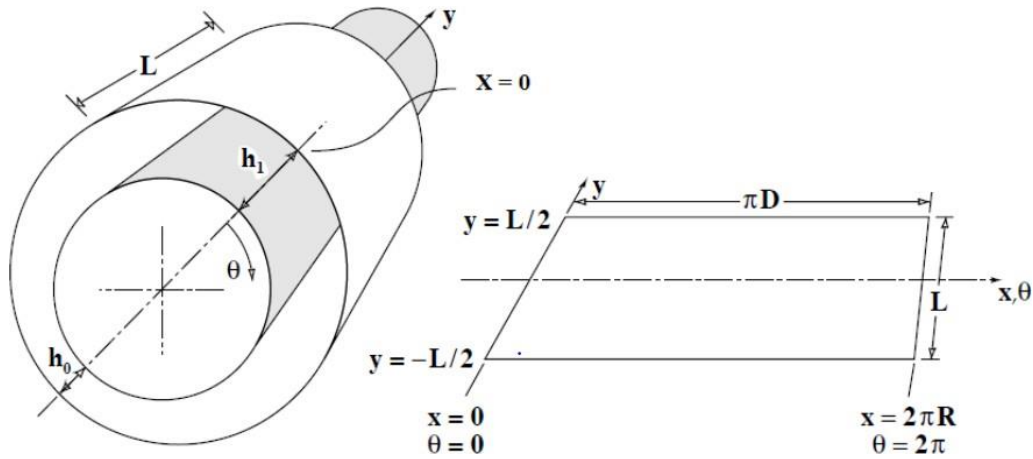


Figure 21: Palier développé [26]

En effectuant le changement de variable $x = R\theta$, l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{1}{R^3} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6\mu w \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (29)$$

II.3.3. Equation du champ de pression dans le film

Le champ de pression est obtenu en résolvant l'équation de Reynolds généralisée, en tenant compte des hypothèses classiques garantissant la conservation du débit sur l'ensemble de la zone de contact. [3]

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho G \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho G \frac{\partial P}{\partial z} \right) = w \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho \frac{I_2}{J_2} \right) \quad (30)$$

Avec :

$$G = \int_0^h \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy \quad I_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy \quad J_2 = \int_0^h \frac{1}{\mu} dy$$

Où :

G : coefficient de viscosité lié à la distribution des vitesses

I_2, J_2 : Intégrales spéciales liées à la viscosité et à la pression

II.3.4. Equation de champ de température dans le film [30]

Les températures au sein du film lubrifiant sont déterminées à partir de l'équation de l'énergie.

$$\rho C_p \left(\frac{u}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \mu \left(\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (31)$$

Où :

C_p : chaleur spécifique du lubrifiant

K : conductivité thermique du lubrifiant.

II.4. Conditions aux limites de la pression

Trois principales conditions aux limites s'appliquent à la pression. Il est important de souligner que les approches classiques ne permettent pas de traiter le phénomène de cavitation, c'est-à-dire la rupture du film lubrifiant.

II.4.1. Condition de Sommerfeld

Le modèle proposé par Sommerfeld en 1904 [31] constitue l'approche la plus simple, car il permet de résoudre l'équation de Reynolds (équation 29) sans considérer le phénomène de rupture du film lubrifiant (voir figure 22). Néanmoins, aucune pression négative (soit inférieure au zéro absolu de la pression) n'est autorisée du point de vue physique. Dans ce cas, la distribution de pression est antisymétrique par rapport au point $\theta = \pi$, et la trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du coussinet suit une droite perpendiculaire à la direction de la charge.[5]

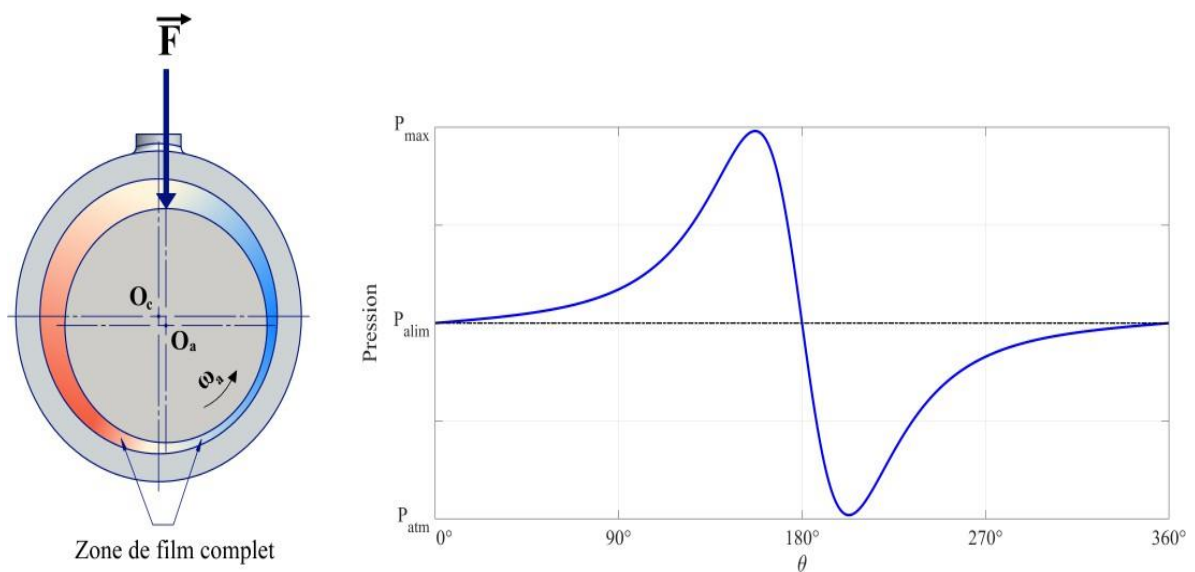


Figure 22: Champ de pression obtenu selon le modèle de Sommerfeld [5]

II.4.2. Conditions de Gümbel (demi-Sommerfeld)

Les conditions introduites par Gümbel dès 1921 [32] permettent d'intégrer l'effet de la rupture du film lubrifiant dans l'analyse. Lorsqu'on détermine le champ de pression, on ignore les pressions inférieures à la pression atmosphérique (voir figure 23). Pour un palier alimenté à la pression atmosphérique, la zone active correspond à la partie du palier où le fluide converge.

Les conditions aux limites proposées sont alors les suivantes :

$$P(\theta=0, z) = 0$$

$$P(\theta = \pi, z) = 0$$

$$P(\theta, z) = 0 \text{ si } \pi < \theta < 2\pi$$

Cependant, cette modélisation de la rupture du film ne prend pas en compte la continuité du débit aux limites où le film se rompt où se reforme. Bien qu'elles soient physiquement non réalistes, ces conditions sont néanmoins adoptées dans le cas de l'approximation du palier court [5].

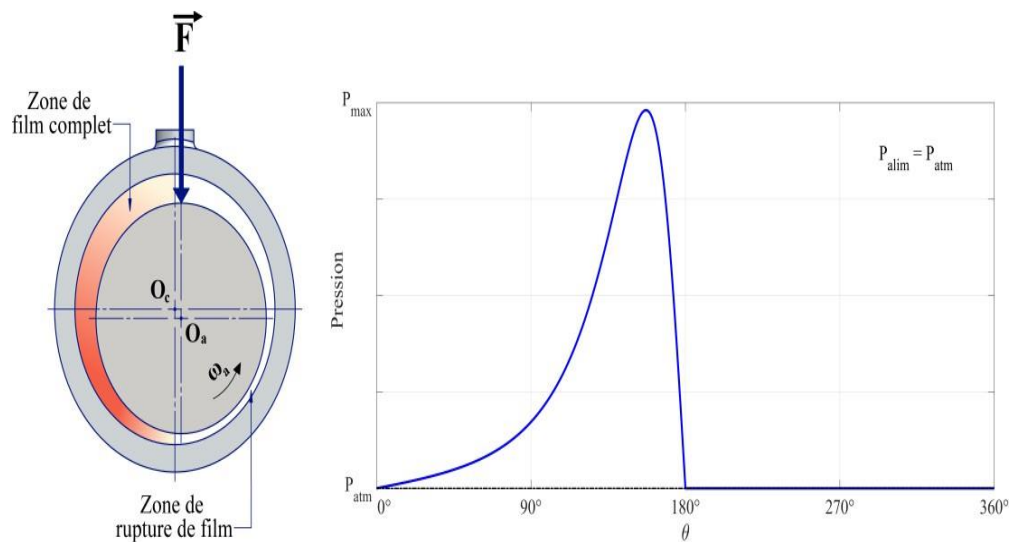


Figure 23: Champ de pression obtenu par le modèle de Gumbel [5]

II.4.3. Conditions de Swift-Stieber (Reynolds)

Les études de Swift [33] en 1931 concernant la stabilité du lubrifiant dans un palier, et celles de Stieber [23] en 1933 relatives à la conservation des débits, admettent indépendamment les mêmes conclusions : À la frontière de rupture du film lubrifiant, la pression et son gradient selon la direction circonférentielle s'annulent :

$$P(\theta = 0, z) = 0$$

$$P(\theta = \theta_s, z) = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, z) = \frac{\partial P}{\partial z}(\theta = \theta_s, z) = 0$$

$$P(\theta, z) = 0 \text{ si } \theta_s < \theta < 2\pi$$

Le palier peut être divisé en deux régions distinctes :

– Une **zone active**, située entre $\theta=0$ et $\theta=\theta_s$, où la pression est positive et le film lubrifiant reste intact ;

– Une **zone inactive**, correspondant à l'intervalle $\theta_s < \theta < 2\pi$, où la pression chute à zéro.

Dans cette région, en régime dynamique, un phénomène de cavitation peut se produire.[5]

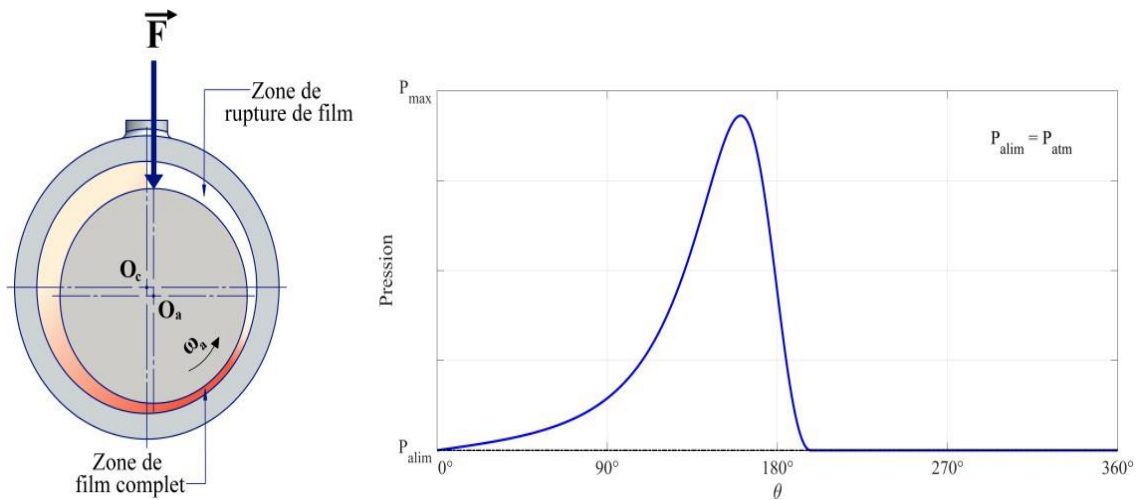


Figure 24: Champ de pression résultant de l'application du modèle de Reynolds.[5]

En comparant les trois conditions aux limites basées sur la pression (voir Figure 25)

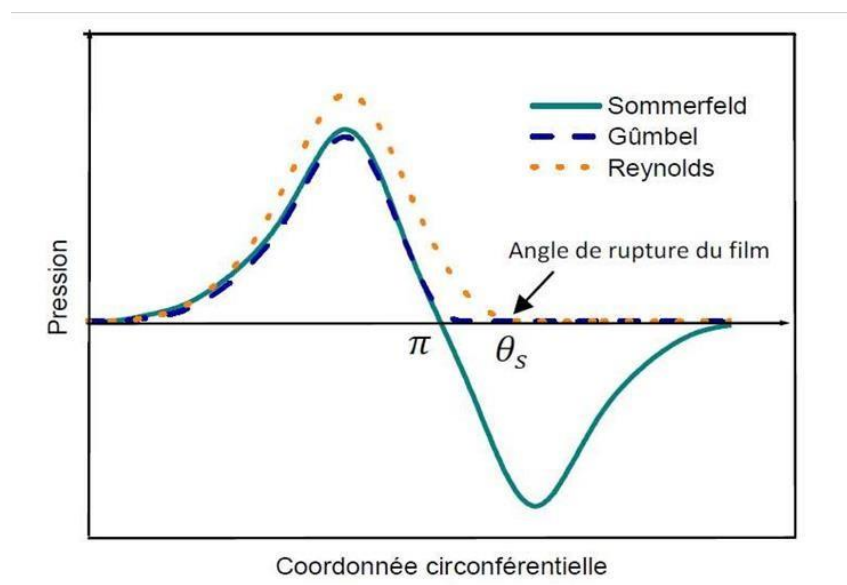


Figure 25: Conditions aux limites liées à la rupture du film lubrifiant [34]

II.5. Conditions aux limites pour la température

Les conditions aux limites permettent d'estimer la production de chaleur dans le palier, principalement due à la dissipation visqueuse dans le film d'huile et aux échanges thermiques.

La température d'entrée est calculée par un bilan thermique dans la rainure, prenant en compte le mélange entre l'huile neuve et la recirculation de l'huile chaude, dont la température est supposée constante sur environ 90 % de la longueur du palier.

L'échange thermique entre le coussinet et l'huile dans la rainure est modélisé par un coefficient de convection, tandis qu'à l'interface film-coussinet, le transfert se fait par conduction avec continuité des températures. à l'extérieur, la chaleur est évacuée par convection avec l'air, représentée par un coefficient global.

Les transferts thermiques dans l'arbre sont généralement négligés, mais peuvent être pris en compte en régime transitoire, en supposant un flux nul à l'interface film/arbre, une température constante circonférentiellement et variable axialement. [35]

II.6. Synthèse des travaux

En raison de leur importance industrielle, les paliers ont toujours suscité l'intérêt des ingénieurs et chercheurs. Avec les progrès technologiques, de nombreuses études, notamment en simulation et modélisation numérique, ont été menées pour approfondir la compréhension de leur comportement.

Desai et ses collaborateurs [36] ont réalisé une étude expérimentale sur la distribution de la pression dans un palier hydrodynamique. Ils ont analysé l'évolution de la pression en fonction de différents types de charges et paramètres de fonctionnement, en utilisant un palier à coque transparente de 150 mm de diamètre et 75 mm de longueur. Un colorant rouge a été ajouté au lubrifiant pour mieux visualiser la distribution de pression, tandis que la charge était appliquée mécaniquement. Les résultats, illustrés aux figures (26,27,28), montrent la répartition de la pression à diverses vitesses et conditions de charge, et ont été confrontés aux prédictions théoriques pour validation.

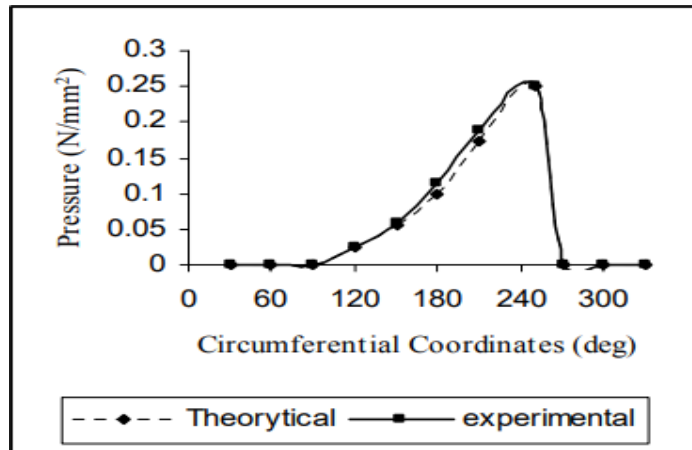


Figure 26: Variation de la pression en fonction des coordonnées Circonférentielles
($W=280$ N, $N= 800$ tr/min).[36]

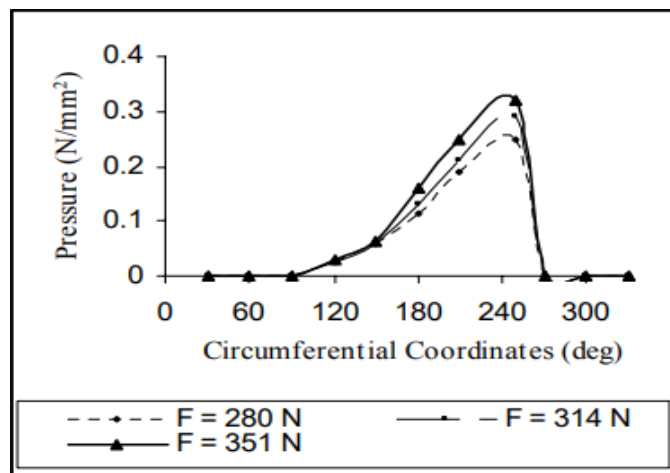


Figure 27: Variation de la pression en fonction des coordonnées circonférentielles
(Données expérimentales). [36]

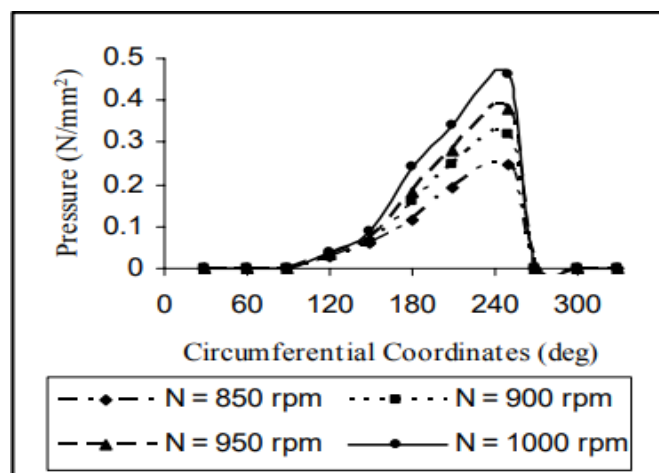


Figure 28: Variation de la pression en fonction de la coordonnée circonférentielle
(Résultats expérimentaux) [36]

Les graphiques de pression en fonction des coordonnées circonférentielles montrent que la pression maximale se situe là où l'épaisseur du film d'huile est minimale. Elle chute à zéro dans la zone de cavitation. On constate également que la pression augmente avec la vitesse et la charge appliquées.

Kasolang et ses collaborateurs [37] ont mené une étude expérimentale pour analyser la répartition de la température autour de la circonférence d'un palier.

En faisant varier la charge et la vitesse, ils ont obtenu plusieurs profils de température, comparés ensuite à ceux calculés à partir de la température effective. Ils ont aussi évalué la viscosité dans certains cas, préparant ainsi des recherches futures.

Pour cela, 12 thermocouples PT100 ont été installés autour du coussinet, espacés de 30° . Les tests ont été réalisés jusqu'à 1000 tr/min, avec une charge appliquée via un système pneumatique. La pression d'entrée de l'huile a été maintenue constante à 0,2 MPa. Les résultats expérimentaux, notamment les profils de température à 300, 400, 500 et 600 tr/min, sont présentés dans la figure 29 et comparés aux valeurs théoriques.

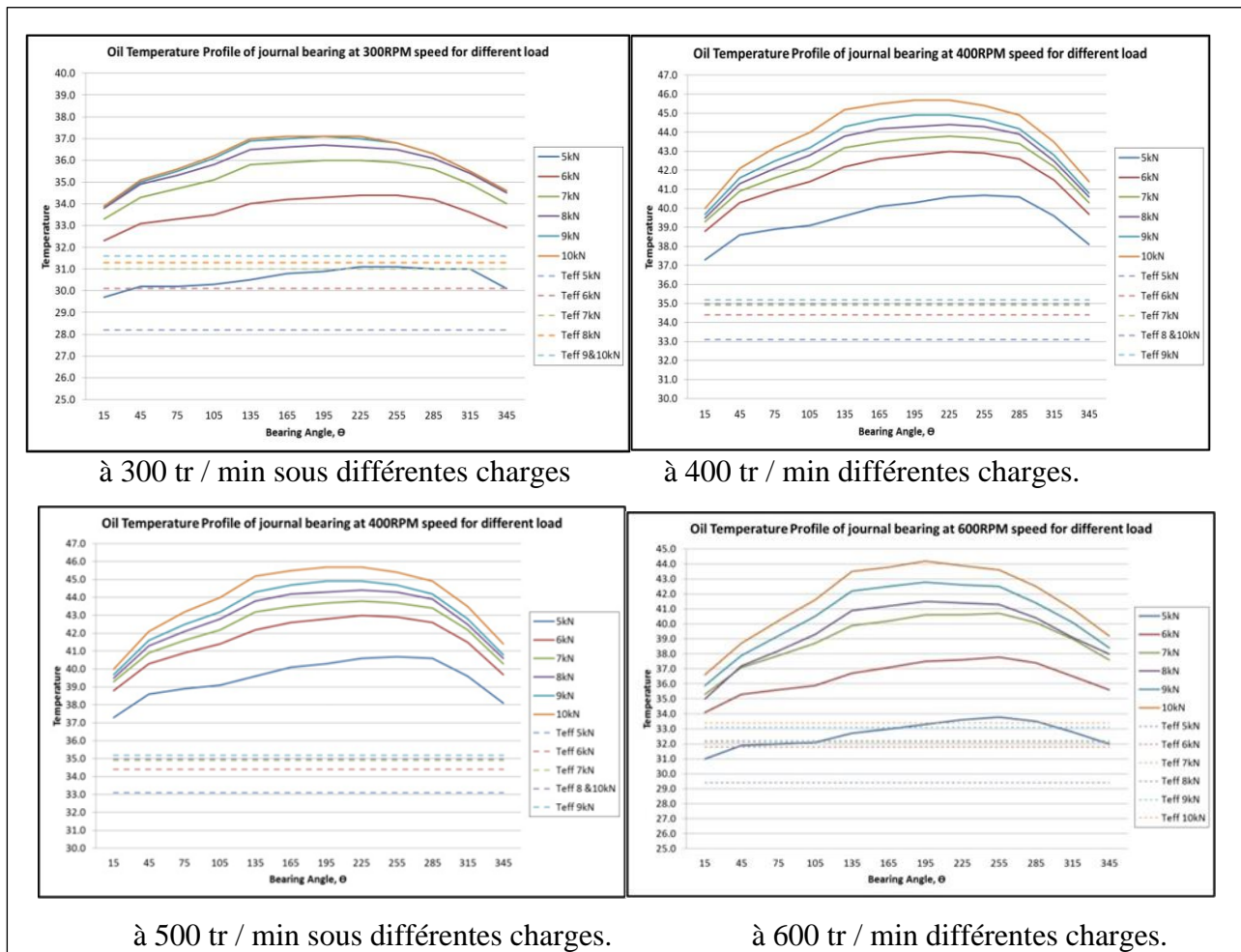


Figure 29: Variation de température d'huile dans le palier du 300 Jusqu'à 600 tr / min sous différentes charges. [37]

Quel que soit le régime de rotation, la répartition de la température dans le palier présente des profils non linéaires similaires. La température augmente généralement avec la charge, et les zones les plus chaudes correspondent aux régions où le film d'huile est le plus mince.

II.7. Conclusion

En conclusion, ce chapitre a posé les bases théoriques et méthodologiques nécessaires pour analyser les performances des paliers hydrodynamiques. Les hypothèses et conditions aux limites choisies influencent significativement les résultats, et leur validation expérimentale ou numérique reste essentielle pour des applications pratiques.

Chapitre III :
Etude
Numérique

III.1.Introduction

Aujourd'hui, utiliser des outils numériques est devenu incontournable en ingénierie, surtout quand il s'agit de la lubrification et de la dynamique des rotors. Dans ce chapitre, on va présenter deux outils très utiles qui se complètent : ANSYS Fluent, qui sert à simuler en 3D comment le lubrifiant circule et comment la pression se répartit dans les paliers, et MATLAB, qui permet ainsi de calculer des éléments comme la raideur, l'amortissement, la charge, le débit, et aussi d'analyser si le rotor reste stable ou non. En combinant ces deux logiciels, on peut mieux modéliser et comprendre comment fonctionnent ces systèmes quand ils sont lubrifiés.

III.2.Présentation du logiciel ANSYS :

III.2.1. Définition du logiciel :

ANSYS, Inc. est une entreprise américaine qui conçoit des logiciels de simulation numérique. Elle a été créée en 1970 à Canonsburg, en Pennsylvanie, là où se trouve aussi son siège social. Les principaux produits d'ANSYS reposent principalement sur la méthode des éléments finis (FEM), Un procédé analytique fondé sur la subdivision des modèles physiques en composants plus petits pour l'analysé. Grâce à ses performances reconnues, la société a réussi à s'étendre à l'international en ouvrant de nombreuses filiales en Europe, en Asie et dans d'autres régions, Grâce à cela, il s'est imposé comme un leader reconnu dans le domaine de la simulation numérique. [4]

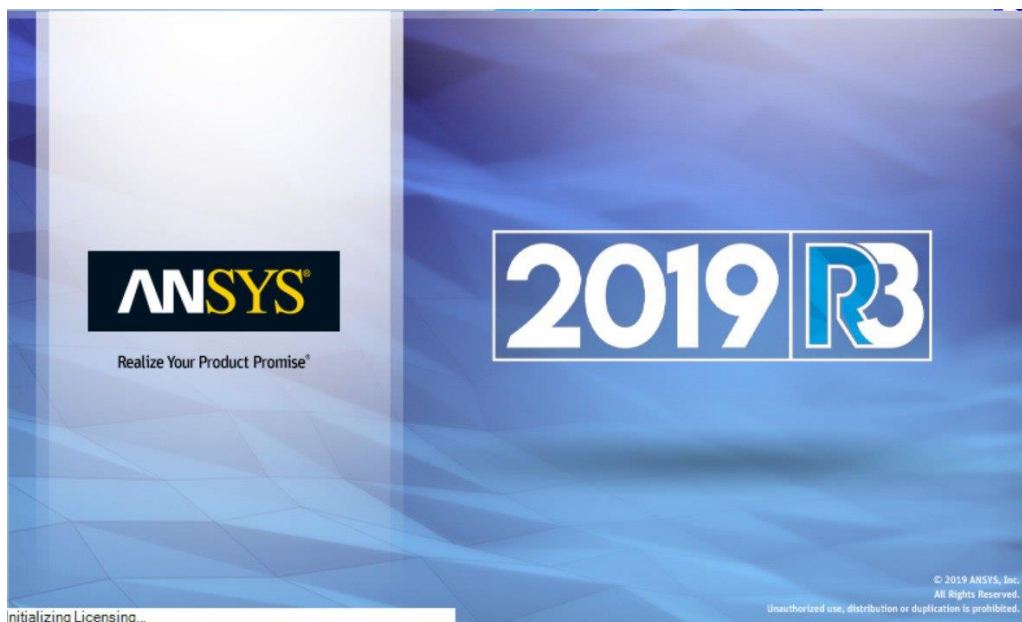


Figure 30: Description du progiciel ANSYS

III.2.2 Spécifications techniques :

A. Gamme principale de produits : [4]

- ✚ **ANSYS Structural** : est un module très complet pour faire des simulations mécaniques dans le domaine du calcul de structures. Il permet d'analyser comment des pièces ou des assemblages réagissent lorsqu'ils sont soumis à différentes forces ou contraintes. Parmi ses principales options, on trouve :
 - L'analyse statique, qui sert à étudier la manière dont une structure se comporte sous des charges fixes dans le temps.
 - L'analyse modale, utilisée pour connaître les fréquences naturelles et comment une structure vibre.
 - L'analyse harmonique, qui permet d'évaluer la réponse d'une pièce face à une excitation périodique.
 - L'analyse transitoire, ou temporelle, pour simuler comment une structure réagit lorsqu'elle est soumise à des forces variables.
 - La prise en compte des non-linéarités, que ce soit pour des déformations importantes, des matériaux qui se plastifient ou du contact entre pièces.
- ✚ **ANSYS Mechanical** : Ce produit dispose des mêmes capacités qu'ANSYS structural, en y ajoutant notamment un solveur thermique.
- ✚ **ANSYS CFX et Fluent** : ANSYS CFX et Fluent sont deux logiciels qui permettent de réaliser des simulations en mécanique des fluides. Fluent est très populaire dans l'industrie et la recherche à l'échelle mondiale. Il est souvent considéré comme une référence dans la modélisation des écoulements de fluide. La configuration du modèle se fait via une interface graphique facile à utiliser. Le logiciel propose aussi une interface de scripts pour automatiser les calculs. Ce qui est intéressant avec ce type de logiciel, c'est qu'il offre une grande variété de modèles qui permettent de traiter différents aspects de la mécanique des fluides : écoulements diphasiques, turbulence, combustion, transport de particules, écoulements dans des milieux poreux, ainsi que la possibilité de modifier des maillages mobiles ou spatiaux pour optimiser la convergence des simulations, reposent principalement sur la méthode des différences finies (MDF).

- ✚ **ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA** : Les solveurs de ces logiciels s'appuient directement sur une formulation explicite des équations modélisées, À l'inverse de la solution dont nous avons parlé précédemment. Ils sont principalement réservés à la modélisation de situations mécaniques où les déformations sont très importantes.
- ✚ **ANSYS Electromagnetics et Ansoft** : Il prend en charge la résolution des modélisations associées aux interactions électromagnétiques.
 - **ANSYS Multiphysics** : Cette partie du logiciel concentre les moyens qu'offre ANSYS pour les simulations numériques fondées sur une approche implicite.

B. Plateformes logicielles :

Deux cadres logiciels offrent la possibilité d'exécuter le code ANSYS :

- **Version classique d'ANSYS** : Il s'agit de l'environnement historique créé par ANSYS. Il est surtout destiné à la modélisation par éléments finis de structures simples. Son interface repose principalement sur du texte et adopte au langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language). Au sein de cette interface, la création d'un modèle par éléments finis s'effectue par la saisie directe de commandes par l'utilisateur. Cela demande une bonne connaissance de la simulation numérique et des concepts liés. ANSYS Classic est très apprécié pour sa précision, sa grande flexibilité dans le paramétrage, et sa compatibilité avec des modèles analytiques précis. [4]

- **La version Workbench d'ANSYS** : Ce logiciel moderne propose une interface graphique simple et intuitive. Il est pensé pour faciliter l'accès au calcul numérique, surtout pour des formes géométriques complexes ou pour des utilisateurs moins expérimentés. Dans Workbench, l'accent est mis sur la modélisation géométrique plutôt que sur le maillage ou la physique directement. L'utilisateur navigue principalement à travers des menus et des fenêtres, tandis que le code ANSYS se génère automatiquement en arrière-plan. Toutefois, il est également possible d'ajouter manuellement des commandes APDL si nécessaire, ce qui donne un peu plus de liberté aux utilisateurs avancés.[4]

III.3.Mode opératoire de calcul

Dans le cadre de ce projet nous employons la version 19.3 d'ANSYS Fluent pour résoudre les problématiques liées aux paliers hydrodynamiques. Cet exemple élémentaire sert à présenter l'application du programme ainsi que les étapes majeures qui nous intéressent.

III.3.1. Description du simulateur Fluent version 19.3:

Fluent est un programme de modélisation numérique utilisé pour les applications en mécanique des fluides, aussi appelé CFD (Computational Fluid Dynamics, Son efficacité réside

dans sa capacité à modéliser avec exactitude des écoulements complexes, tout en assurant des résultats fiables, que ça soit avec ou sans transfert de chaleur, et même pour des phénomènes multiphasiques ou réactifs. Fluent s'intègre dans la plateforme ANSYS Workbench, ce qui facilite la gestion de tout le processus de simulation : de la conception à l'analyse des résultats. Le logiciel est organisé en plusieurs modules qui fonctionnent ensemble afin d'assurer une continuité dans la simulation. Chaque étape est importante pour obtenir des résultats fiables.

En général, une simulation avec Fluent passe par ces cinq grandes étapes : d'abord la création de la géométrie avec DesignModeler (ou SpaceClaim), puis le maillage, suivi du paramétrage dans Fluent Setup, la résolution dans Fluent Solve, et enfin le post-traitement dans Fluent Post. Chacune de ces étapes joue un rôle précis dans toute la démarche. [38]

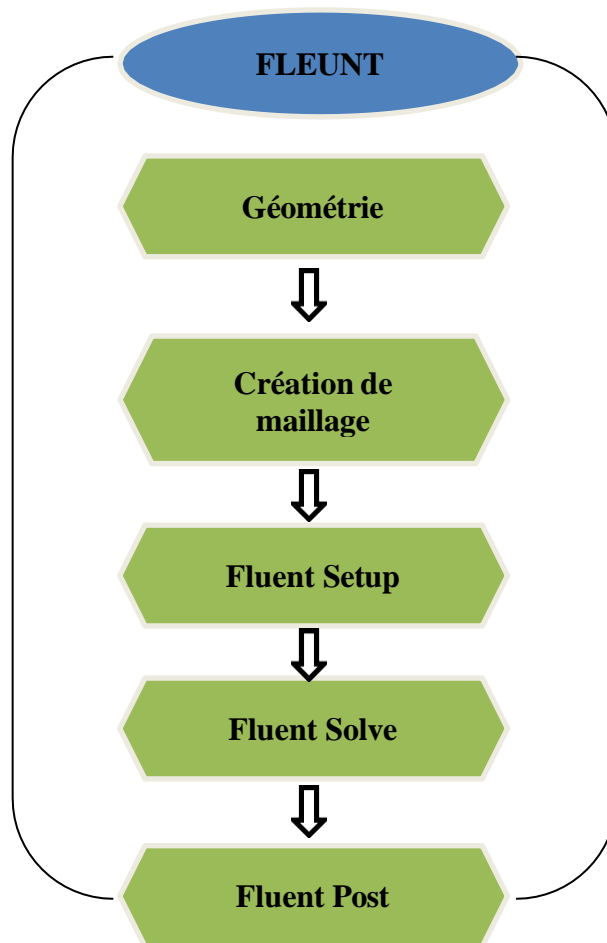


Figure 31: Les éléments de base intégrés dans Fluent 19.3

A. L'organigramme fonctionnel principal du logiciel ANSYS Workbench :

Au lancement du logiciel, la fenêtre principale affichée ci-dessous s'ouvre :

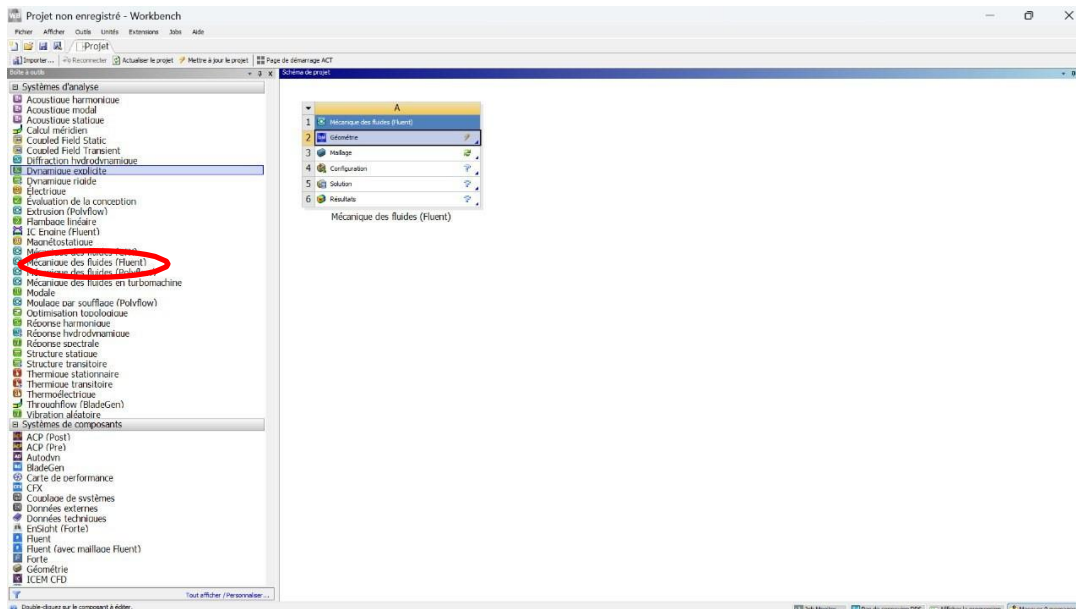


Figure 32: Accéder à l'interface d'analyse fluide.

La barre d'outils Toolbox offre un accès à une variété de systèmes d'analyse. Pour lancer une analyse statique, il faut sélectionner l'option Fluid Flow (Fluent) et la glisser dans le schéma du projet.

B. Outil de modélisation géométrique :

Le module DesignModeler fait partie de la plateforme ANSYS Workbench et sert principalement à préparer les modèles géométriques avant de les analyser avec la méthode des éléments finis. Il offre de créer, modifier ou introduire des modèles provenant de systèmes de conception assistée par ordinateur (CAO). Ce modeleur géométrique, basé sur des fonctions technologiques, est paramétrique et facilite la création rapide et intuitive de différentes formes : des esquisses en 2D, Objets en modélisation 3D ou encore la modification de Géométrie CAO existants, qu'ils soient importés dans des formats comme STEP, IGES ou Parasolid. En plus, il offre la possibilité d'adapter ou de simplifier les géométries pour rendre le maillage plus facile et améliorer l'analyse par éléments finis, tout en permettant d'y intégrer des paramètres pour des études de sensibilité ou des optimisations.

Effectuer un double clic sur Géométrie afin d'accéder au module de modélisation géométrique.

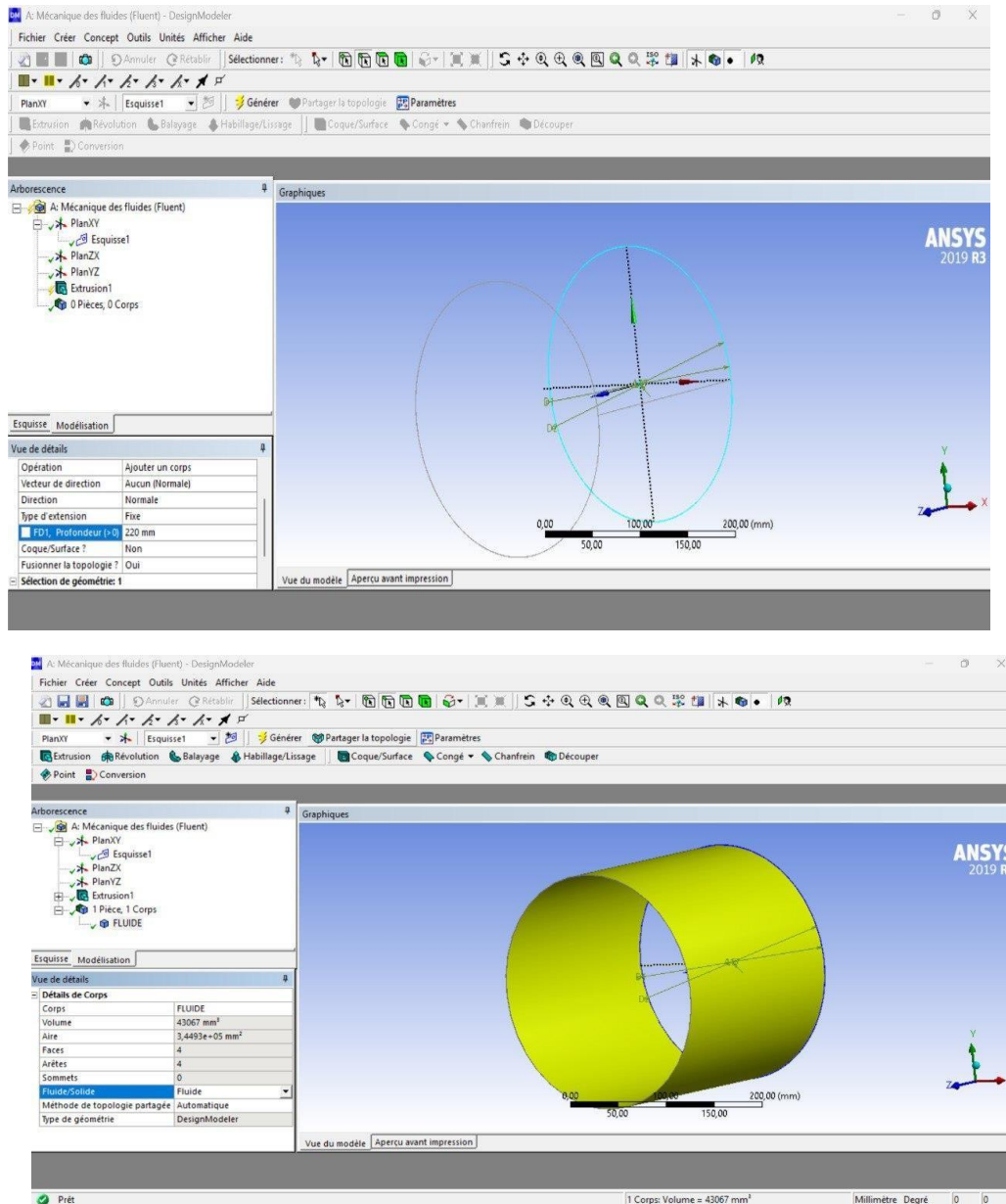


Figure 33: Plateforme graphique pour la création de géométrie

Après la création du modèle géométrique, nous avons procédé à la définition des différentes zones du domaine afin d'appliquer les conditions aux limites appropriées à chaque surface. La surface avant a été définie comme zone d'entrée (inlet) (1), où des conditions de vitesse ou de pression sont imposées. La surface arrière correspond à la zone de sortie (outlet) (2). La surface intérieure circulaire a été définie comme paroi mobile (moving wall) (3), représentant le mouvement du mur et son influence sur l'écoulement à l'intérieur du conduit. Enfin, la surface latérale extérieure a été considérée comme paroi fixe (static wall)(4), servant de frontière immobile du domaine.

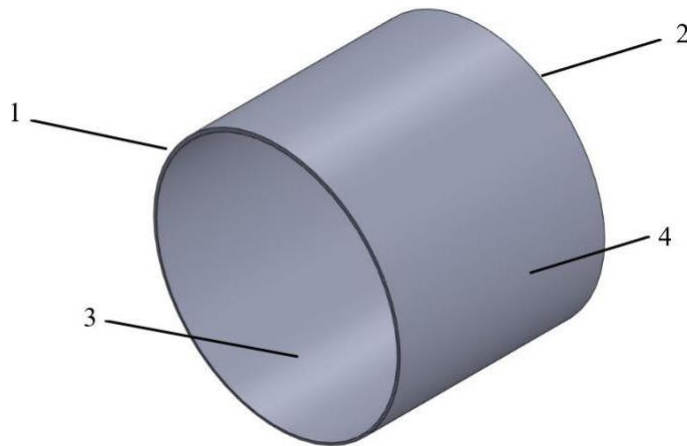
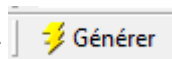


Figure 34: les conditions aux limites, 1—inlet, 2—outlet, 3—moving wall, 4—static wall

C. Méthodologie de maillage :

Le maillage consiste à diviser un espace continu en éléments discrets pour rendre plus accessible l'étude d'un système complexe. En gros, Il s'agit essentiellement d'une représentation géométrique d'un domaine, réalisée à l'aide d'éléments finis précis et dimensionnés de manière appropriée, pour faciliter les simulations ou l'observation graphique. Pour faire un maillage, il suffit de double-cliquer dessus pour ouvrir le module dédié. Une fois cette étape validée, le logiciel ANSYS Meshing s'ouvre directement, chargeant la géométrie pour la suite du travail. On clique sur



pour la suite du travail.

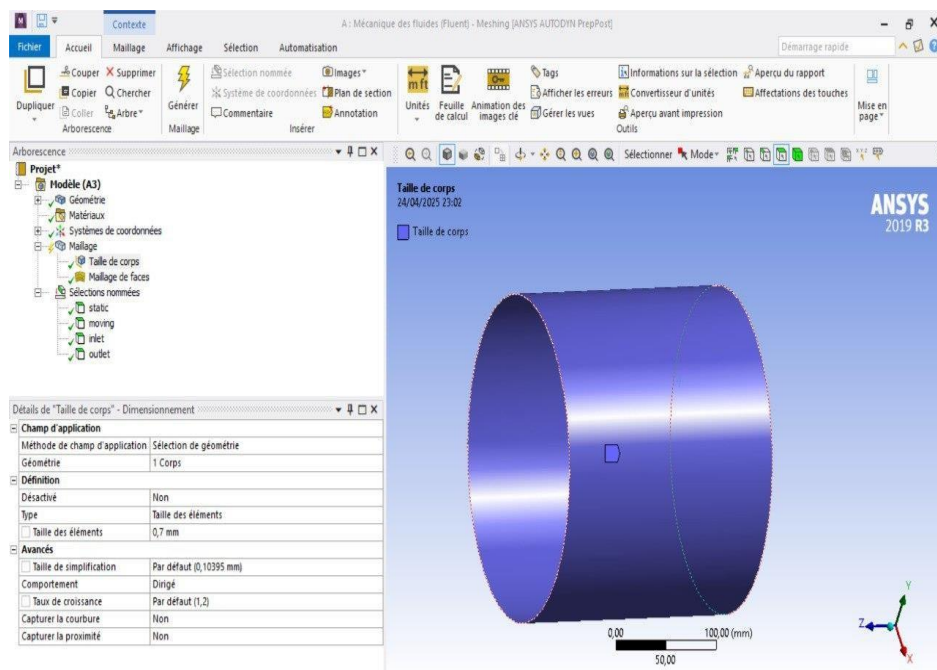


Figure 35: Plateforme graphique pour la création de meching

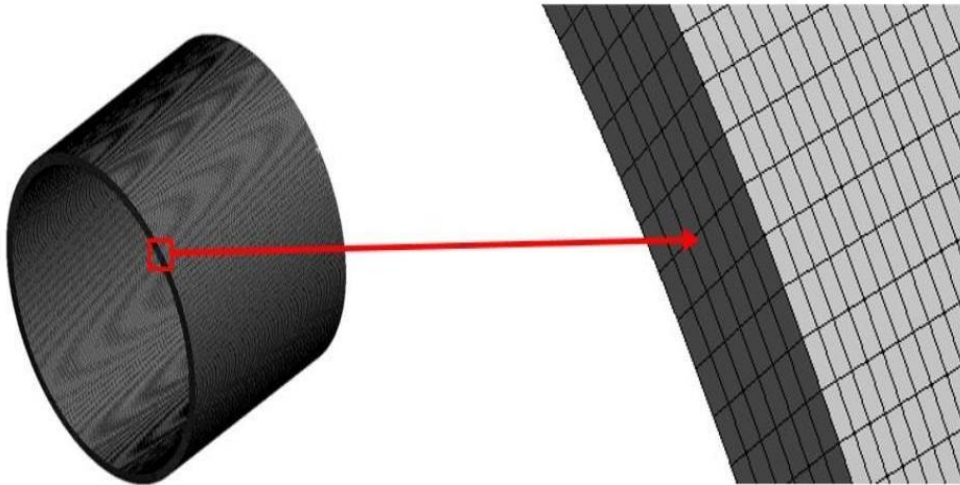


Figure 36: Zoom de Plateforme graphique du module meching

D. Configuration :

Le module ANSYS Fluent permet la configuration complète d'une simulation CFD (Computational Fluid Dynamics) après importation du maillage. Ce maillage peut être généré via ANSYS Meshing, Gambit, ou tout autre logiciel de maillage externe, puis importé dans Fluent au format (msh).

Une fois le maillage chargé, l'utilisateur procède à la définition des modèles physiques et paramètres numériques de la simulation.

Dans l'interface de Fluent, l'utilisateur configure ensuite les paramètres physiques du modèle, notamment :

- ✓ Le type d'écoulement : stationnaire (steady-state) ou transitoire (transient) Le modèle de turbulence : laminaire, k-epsilon, k-omega, LES, etc.
- ✓ Les propriétés du fluide (densité, viscosité, conductivité thermique, etc.) La modélisation thermique : conduction, convection, radiation
- ✓ Le type de fluide utilisé (gaz, liquide, fluide non newtonien, etc.)

Effectuer un double-clic sur l'option Configuration pour accéder au module Fluent-pre



Figure 37: Plateforme graphique des paramètres dans Fluent-pre

La sélection du fluide et la définition de ses caractéristiques se font en accédant à : Matériaux » Insert » Matériau.

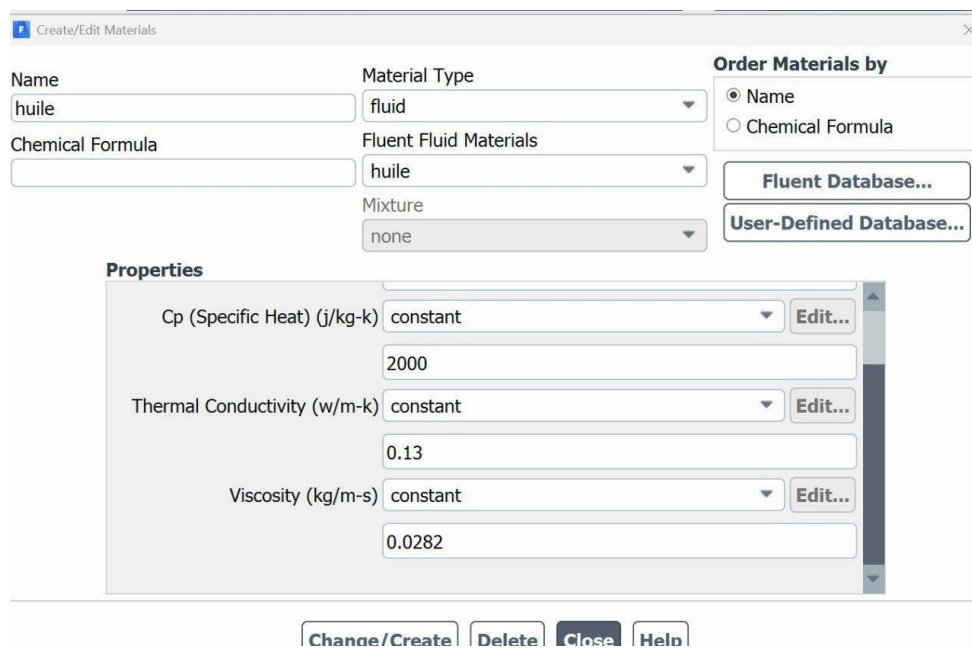


Figure 38: Insertion du lubrifiant.

Après avoir nommé le fluide, la confirmation se fait en appuyant sur "OK"

La deuxième étape consiste à insérer un domaine via :

Cell zone condition » Insert » Domaine / Fluide, puis cliquer sur "OK"

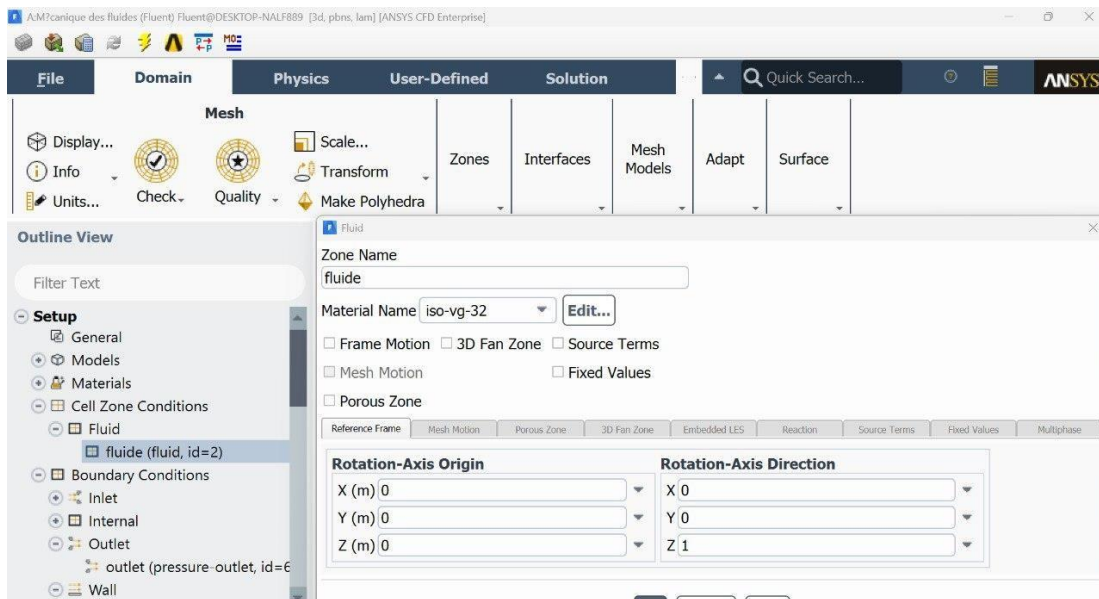


Figure 39: Mise en place d'un domaine fluide

Nous spécifions ensuite les conditions aux limites (boundary conditions) sur les différentes zones du domaine : : INLET, OUTLET, WALL-STATIC, WALL- MOVING .

Inlet : pour les zones d'entrée du fluide, avec des conditions de pression et température

Outlet : pour les zones de sortie, avec des conditions de pression

Wall : pour les parois solides, avec Moving pour arbre et Static pour coussinet

La condition aux limites WALL-Moving correspond à une paroi en rotation à vitesse constante. Pour définir cette condition, il suffit de cliquer sur :

- Naviguez vers Insert > Boundary et nommez la paroi en mouvement wall-moving. Par la suite, l'option 'Basic Setting' est utilisée pour spécifier les zones ciblées, tandis que 'Boundary Details' permet de définir la valeur de la vitesse de rotation de l'arbre.

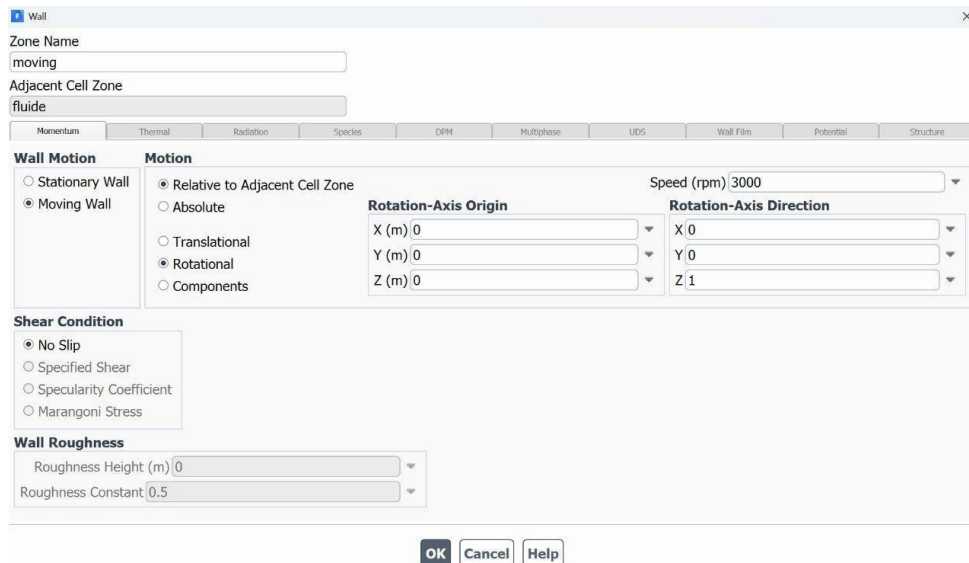


Figure 40: Création des conditions aux limites wall-moving.

Après on appui sur "Apply".

Une paroi définie comme 'wall-static' signifie que la surface extérieure du fluide lubrifiant reste immobile .

Nous établissons cette condition par un clic sur

- On insère une nouvelle frontière en passant par 'Insert' > 'Boundary', et on la nomme ensuite 'wall':
- 'Basic Setting' permet de sélectionner les zones ciblées

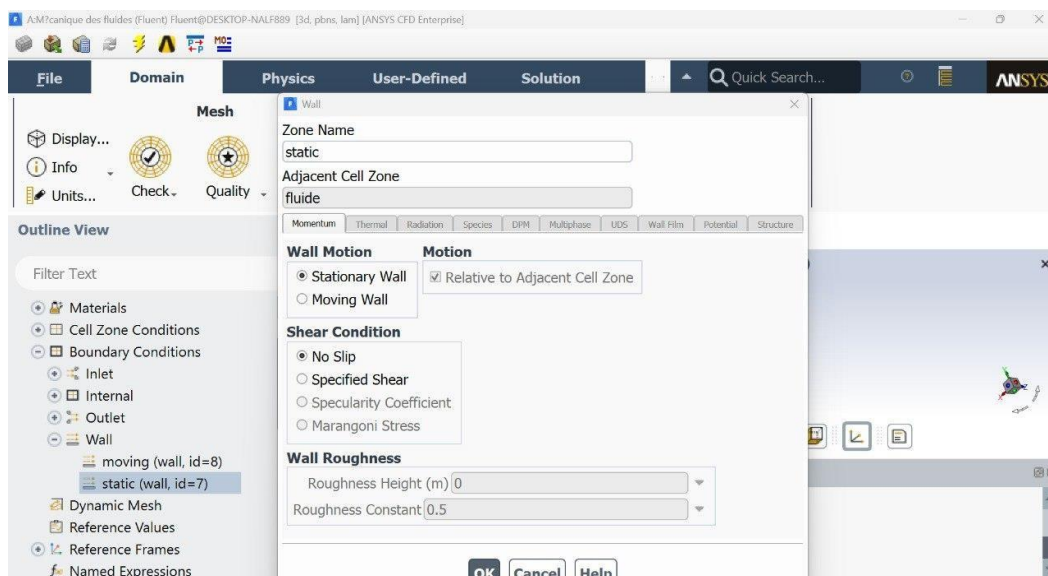


Figure 41: Création des conditions aux limites wall-static.

Les conditions de type INLET servent à modéliser un écoulement entrant dans le domaine.

Pour définir cette condition, il faut cliquer sur :

- 'Insert', on sélectionne 'Boundary' puis on attribue le nom 'Inlet' ensuite nous sélectionnons l'option 'Basic Setting' Pour spécifier les régions de destination, 'Boundary Details' Pour définir la pression relative. Puis en cliquant sur "ok".

Pressure Inlet

Zone Name
inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame Absolute

Gauge Total Pressure (pascal) 101325

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0

Direction Specification Method Normal to Boundary

Prevent Reverse Flow

OK Cancel Help

Figure 42: Définition de la condition d'entrée inlet.

Les conditions de type OUTLET sont Employées lorsque le flux s'écoule vers l'extérieur du domaine.

Pour paramétrer cette condition, on accède à :

'Insert' > 'Boundary', qu'on nomme 'OUTLET', puis on opte pour :

'Basic Setting' sert à sélectionner les zones ciblées, tandis que 'Boundary Details' permet de spécifier la valeur de la pression relative, Et appuyez sur "ok".

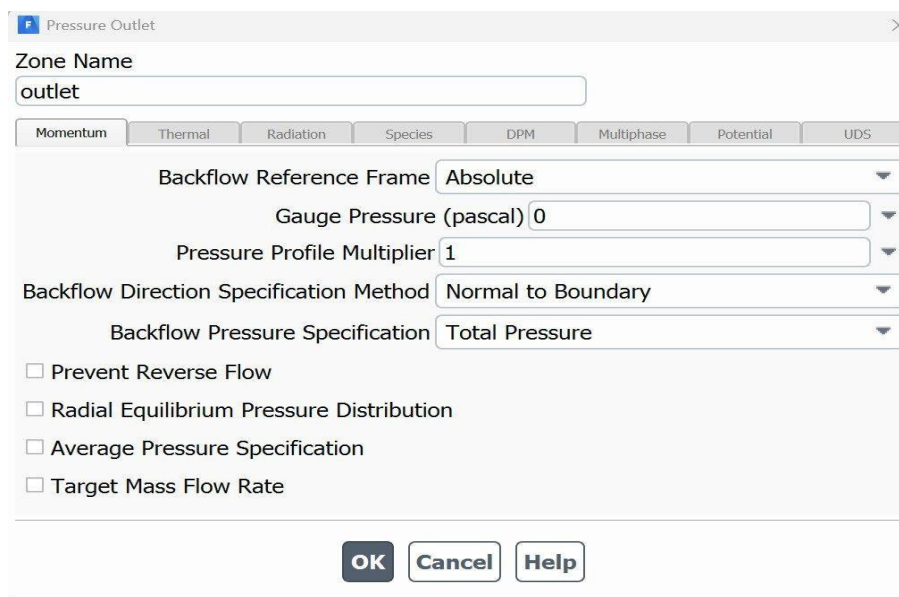


Figure 43: Création de la condition aux limites Outlet

E. Solution (Fluent- Solver) :

Le module Fluent-solver effectue la résolution des équations de Reynolds pour chaque élément de la maille modélisant le phénomène physique étudié. Lors d'un calcul en régime permanent, la simulation continue jusqu'à atteindre le nombre maximal d'itérations fixé par l'utilisateur à condition que le critère de convergence soit assuré.

Pour cela, il suffit que en cliquant deux fois sur 'Solution' afin d'ouvrir le module Fluent-Solver.

F. Résultat (CFX- post) :

CFX-Post constitue un outil de post-traitement graphique facilitant l'interprétation et la présentation des résultats. Il permet d'enrichir la géométrie avec des textures et de mettre en évidence les contours du modèle Pour ce faire, double clic sur résultats pour ouvrir le module CFX-Post.

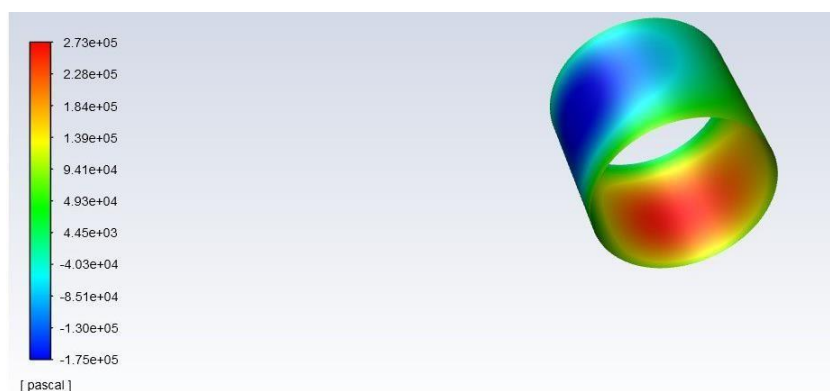


Figure 44: Interface graphique du module Fluent-Post

III.4. Conditions de simulation

- Diamètre du palier	$D = 250$ [mm]
- Diamètre de l'arbre	$D_a = 249$ [mm]
- Longueur du palier	$L_P = 220$ [mm]
- Jeu radiale	$C_r = 0.5$ [mm]
- Type de lubrifiant	ISO VG 32
- Densité du lubrifiant	$\rho = 870$ [kg/m ³]
- Chaleur spécifique	$C_p = 2000$ [J/kg K]
- Conductivité thermique de lubrifiant	$K = 0.13$ [W/m K]
- Viscosité cinématique de lubrifiant à 40°C	$32C_{st} = 0.000032$ m ² /s
- Viscosité dynamique à 40°C	$\mu = 0.0282$ [Pa.s]
- Température de la paroi	$T_p = 20$ [°C]
- Température d'environnement	$T_e = 25$ [°C]
- Pression d'alimentation	$P_a = 101325$ [Pa]
- Pression d'environnement	$P_e = 101325$ [Pa]
- Débit volumique	$Q_v = 0.0005$ [m ³ /s]
- Débit massique	$Q_m = 0.0001$ [kg/s]
- nombre de Reynolds	$Re = 603 < 2300$

III.5. Les variables de l'expérimentation

Un ensemble d'études numériques a été effectué dans différentes configurations pour évaluer l'influence des changements d'excentricité, jeu radial, la pression d'alimentation

Et la vitesse de rotation sur le profil de distribution de la pression dans le fluide. Les variables ont été définies selon les valeurs suivantes :

- jeu radial	c [mm]	0.25, 0.5, 0.75, 1
- Excentricité	e [mm]	0.08, 0.1, 0.13, 0.17
- Vitesse de rotation	N [tr/min]	1500, 3000, 4500, 6000
- Pression d'alimentation	P_a [Pa]	$0.04 \cdot 10^6, 0.06 \cdot 10^6, 0.08 \cdot 10^6$

III.6. Présentation du logiciel MATLAB

MATLAB (Matrix Laboratory) est une interface logicielle conçue pour le développement de programmes et la réalisation d'opérations numériques. Il est principalement utilisé par les ingénieurs et scientifiques pour différentes tâches, comme l'analyse des données, la création des algorithmes, modélisations des systèmes, traitement des signaux et des images, ou encore résoudre des équations mathématiques. Un point particulier avec MATLAB, c'est qu'il est très axé sur la manipulation des matrices, ce qui facilite beaucoup le travail avec des données complexes. [39]

III.6.1. Processus de calcul

Afin d'analyser le comportement du film de lubrification dans un palier lisse hydrodynamique, une approche numérique a été développée sous MATLAB. Elle repose sur la résolution en régime permanent de l'équation de Reynolds, exprimée en coordonnées cylindriques, et adaptée à la géométrie du palier. L'objectif est d'obtenir le profil de pression dans la couche d'huile, à partir des principaux paramètres géométriques et physiques du système, afin d'en déduire les grandeurs caractéristiques notamment la charge portante, l'angle de calage et le frottement, L'épaisseur minimale et . Les paramètres constants introduits dans le programme sont les suivants :

- Longueur du palier [m]
- Diamètre du palier [m]
- Viscosité dynamique [Pa.s]
- Jeu radial c [m]
- Vitesse de rotation [tr/min]
- Excentricité relative ε

➤ Mise en forme adimensionnelle du problème :

Avant d'entamer le traitement numérique, l'équation de Reynolds est reformulée À partir de grandeurs sans dimension, dans le but de simplifier le modèle et de garantir une meilleure stabilité numérique. En particulier, la pression est exprimée sous une forme adimensionnelle, et les longueurs caractéristiques du problème (rayon, longueur du palier, jeu radial) sont utilisées pour définir une échelle de référence. L'épaisseur du film lubrifiant est décrite comme En relation avec l'excentricité relative ε et de la position angulaire θ . L'ensemble des équations dimensionnelles et des relations adimensionnées sont présentées dans l'**Annexe**.

➤ Discrétisation par différences finies :

La discrétisation est effectuée sur un maillage régulier couvrant les directions

Circonférentielle et axiale du domaine L'approche adoptée pour la discrétisation de l'équation de Reynolds repose sur les différences finies, utilisant des schémas centrés de second ordre pour représenter les dérivées partielles. Grâce à cette approche, l'équation différentielle partielle est reformulée sous la forme d'un système linéaire d'équations algébriques.

➤ Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont choisies de manière à refléter le comportement physique d'un palier lisse de longueur finie, fonctionnant sous régime d'écoulement laminaire. Sur la direction circonférentielle (θ), la géométrie circulaire du système impose naturellement une condition de périodicité, selon laquelle la pression est identique aux deux extrémités angulaires : $p(0, x) = p(2\pi, x)$. En ce qui concerne la direction axiale (x), le fait de considérer un palier de longueur finie nécessite d'imposer une pression nulle requise aux limites d'entrée et de sortie du domaine autrement dit :

$$p(\theta, x = 0) = 0 \quad \text{et} \quad p(\theta, x = L) = 0$$

Cette hypothèse correspond à un écoulement ouvert dans le sens axial, ce qui est une approximation couramment adoptée pour des paliers bien lubrifiés. L'ensemble de ces conditions assure une fermeture mathématique du problème et permet l'obtention d'un champ de pression physiquement cohérent dans tout le domaine du film.

➤ Résolution itérative :

Initialement, l'ensemble des pressions nodales du domaine est fixé à une condition de départ uniforme, généralement nulle. L'algorithme consiste ensuite à parcourir l'ensemble des nœuds internes de la grille, à chaque itération, en recalculant la valeur de la pression à partir des valeurs voisins directs selon les relations discrètes issues de l'équation de Reynolds. Bien que la conception soit simple, la méthode se montre robuste et adaptée à la modélisation bidimensionnelle en régime stationnaire.

Ce cycle se répète jusqu'à ce que la stabilité de la solution soit atteinte c'est-à-dire que les variations de pression d'une itération à l'autre deviennent négligeables. Un critère de convergence est ainsi défini afin de garantir la précision des résultats.

Le temps de calcul dépend principalement de la finesse du maillage, de la valeur de l'excentricité, et du critère d'arrêt choisi.

➤ Post-traitement : extraction des grandeurs physiques

Une fois le champ de pression établi, plusieurs grandeurs physiques sont déduites numériquement :

- La charge portante (ou capacité de support) est obtenue par le calcul intégral de distribution de la pression sur toute la zone couverte par le film. Elle permet d'évaluer la

capacité du film à soutenir mécaniquement l'arbre.

- L'angle de calage est obtenu à partir des composantes radiale et tangentielle de la force résultante. Il indique la direction de la charge que le film supporte.

- La force de frottement est calculée à partir du cisaillement visqueux du film, qui est lui-même influencé par le gradient de vitesse et la géométrie locale.

- La valeur minimale de l'épaisseur du film lubrifiant (h_{min}) est extraite de la répartition de $h(\theta)$, en identifiant la plus petite valeur sur l'ensemble du domaine : $h_{min} = \min[h(\theta)]$

➤ Étude paramétrique :

Pour chaque valeur d'excentricité ε considérée, l'épaisseur du film $h(\theta)$ est mise à jour, l'équation de Reynolds est résolue, puis les grandeurs physiques correspondantes sont recalculées. Cette analyse paramétrique permet d'évaluer l'effet du décentrage sur la charge portante, l'orientation de la force résultante, les débits, ainsi que l'épaisseur minimale du film lubrifiant.

Par ailleurs, une variation du jeu radial c a également été introduite, tout en maintenant constante l'excentricité relative ε . Pour cela, l'excentricité absolue e est ajustée à chaque valeur de c selon la relation $\varepsilon = e / c$. Cette démarche permet d'isoler l'influence du jeu radial, indépendamment du niveau de décentrage, et d'analyser son impact direct sur les performances du film de lubrification : portance, angle de calage, frottement, débits et épaisseur minimale.

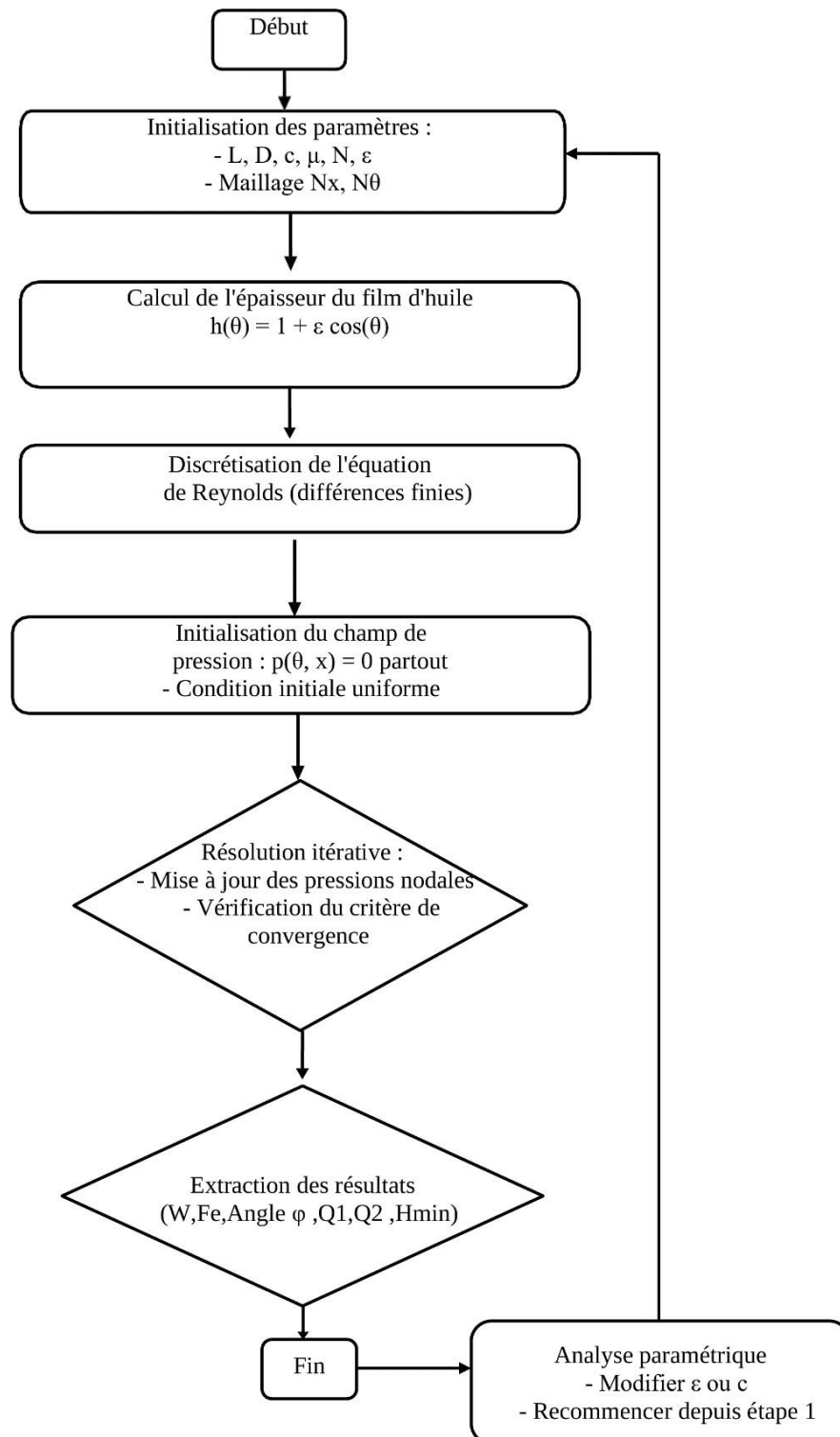


Figure 45: Organigramme du programme élaboré

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre, les logiciels **ANSYS Fluent** et **MATLAB** ont permis l'étude des comportements de la lubrification dans les paliers hydrodynamiques. ANSYS Fluent a permis de simuler en trois dimensions l'écoulement de l'huile, MATLAB a quant à lui servi à la résolution numérique de l'équation de Reynolds. L'influence de plusieurs paramètres, tels que l'excentricité, le jeu radial et la vitesse de rotation, a été analysée afin d'évaluer leur impact sur les performances du palier. Cette étude souligne l'importance de la modélisation numérique dans la compréhension du comportement des paliers et ouvre des perspectives pour des recherches futures sur la stabilité des systèmes dynamiques.

Chapitre IV:
RESULTATS ET
DISCUSSION

IV.1. Introduction

Ce chapitre met en lumière les résultats numériques dérivés de deux approches complémentaires : les simulations réalisées avec le logiciel **ANSYS Fluent**, et celles issues d'un code de calcul développé sous **MATLAB**. Dans le cadre de cette étude, ces deux méthodes ont été appliquées pour analyser le comportement d'un palier lisse en régime de lubrification hydrodynamique. L'objectif principal des simulations sous **ANSYS Fluent** est de valider les résultats fournis par notre code **MATLAB**. L'étude comparative se concentre particulièrement sur la distribution de la pression dans le film lubrifiant selon différents paramètres, notamment l'excentricité relative, le jeu radial et la viscosité de l'huile. En complément, des analyses plus approfondies ont été effectuées uniquement grâce au code **MATLAB**. Elles visent à étudier de façon plus détaillée comment le rapport d'excentricité et le jeu radial affectent l'efficacité globales du palier. Nous nous sommes focalisés sur l'évaluation précise de l'effet de ces paramètres sur des variables clés, notamment l'épaisseur minimale du film lubrifiant, la capacité de charge (W), la force de frottement (F_e) et l'angle de calage.

Les sections i suivantes détaillent l'ensemble de ces résultats à travers des courbes explicites et des analyses comparatives, Afin de mieux appréhender le comportement du palier en fonction des diverses conditions d'entrée.

IV.2. Résultats obtenus avec ANSYS Fluent

Dans le cadre de ce travail, les simulations sous ANSYS Fluent ont été principalement consacrées à l'analyse de la pression dans le film lubrifiant. Cette approche permet de valider le comportement hydrodynamique du palier et de comparer les résultats avec ceux obtenus via le code MATLAB. Les autres grandeurs physiques telles que la force de frottement, la capacité de charge ou l'épaisseur minimale du film ont été évaluées uniquement à l'aide du modèle MATLAB, en raison de la simplicité et de la flexibilité qu'il offre pour ces analyses paramétriques.

IV.2.1. Préparation numérique : qualité du maillage et convergence des simulations

Avant d'aborder l'interprétation et la compréhension des résultats issus des simulations numériques, il était indispensable de valider la qualité du maillage ainsi que la convergence des calculs réalisés sous ANSYS Fluent, Cela vise à assurer la fiabilité et de la cohérence et aussi de validité des données générées.". Pour cela, plusieurs configurations de maillage ont été testées.

Une taille d'élément latéral de 0,5 mm a été conservée, tandis que le nombre d'éléments répartis dans l'épaisseur du film lubrifiant a été progressivement augmenté.

Les premières tentatives, avec 1 à 4 éléments dans l'épaisseur, n'ont pas permis d'obtenir une convergence stable. La distribution de la pression y était soit incohérente, soit non interprétable physiquement. Ce n'est qu'à partir de 5 éléments que la simulation a montré un comportement numérique stable, avec une répartition de pression claire et conforme aux attentes physiques. Un essai avec 6 éléments a également confirmé cette stabilité, sans amélioration significative par rapport au cas à 5 éléments. En conséquence, le maillage comprenant 5 à 6 éléments dans l'épaisseur et une maille latérale de 0,5 mm a été retenu pour l'ensemble des simulations.

Un critère de convergence strict a été imposé, avec un résidu maximal fixé à 10^{-6} pour toutes les équations résolues. Le nombre d'itérations exigées pour parvenir à la convergence variait de 300 à 600 selon les différents cas simulés.

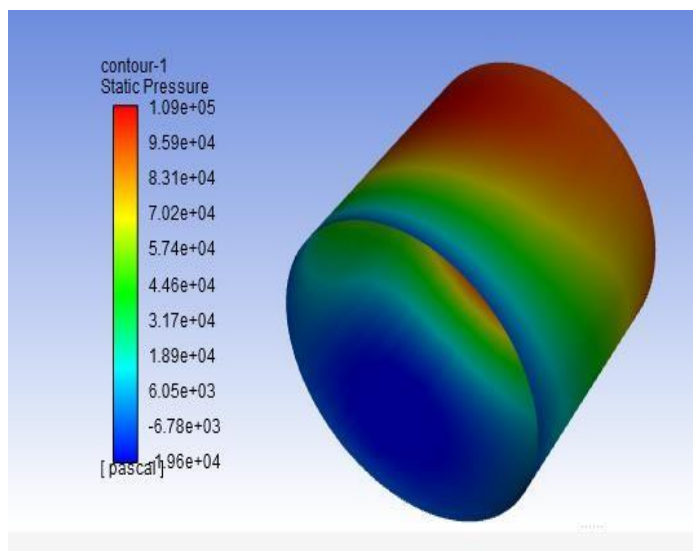


Figure 46: maillage de 0.5 mm et 1 élément

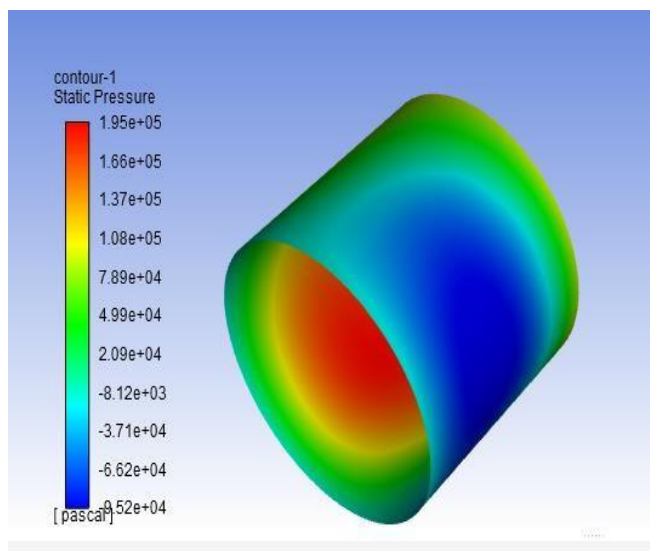


Figure 47: maillage de 0.5 mm et 2 éléments

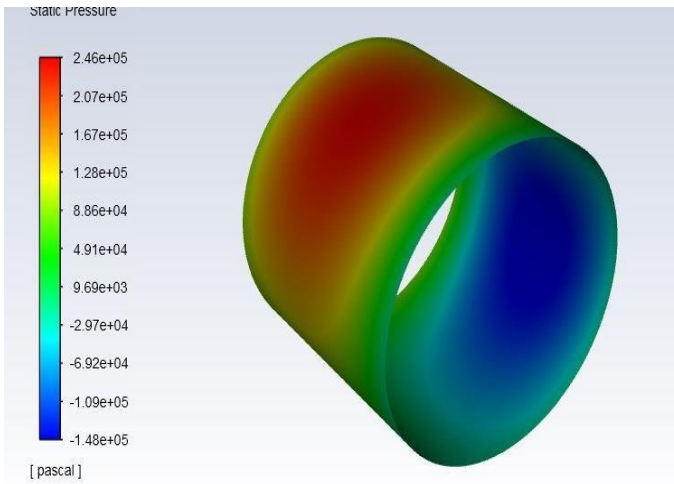


Figure 48: maillage de 0.5 mm et 3 éléments

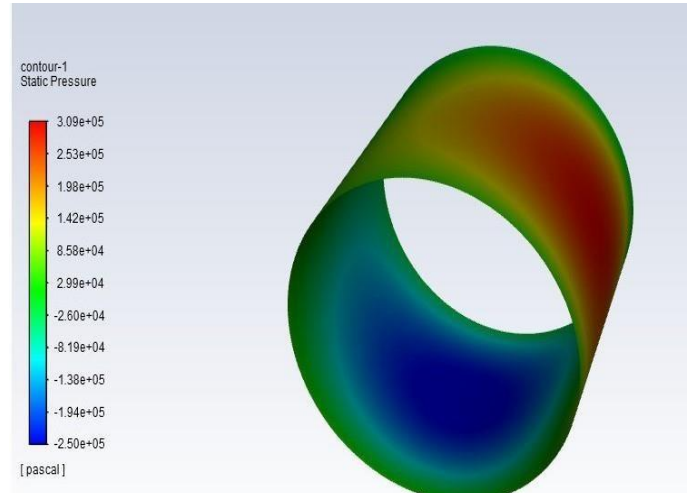


Figure 49: maillage de 0.5 mm et 4 éléments

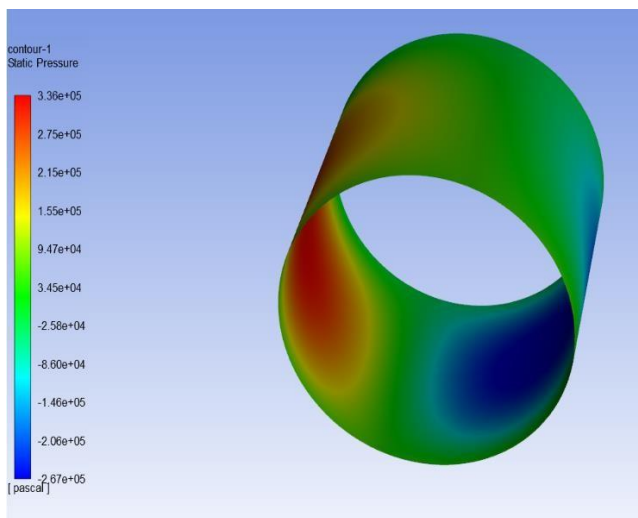


Figure 50: maillage de 0.5 mm et 5 éléments

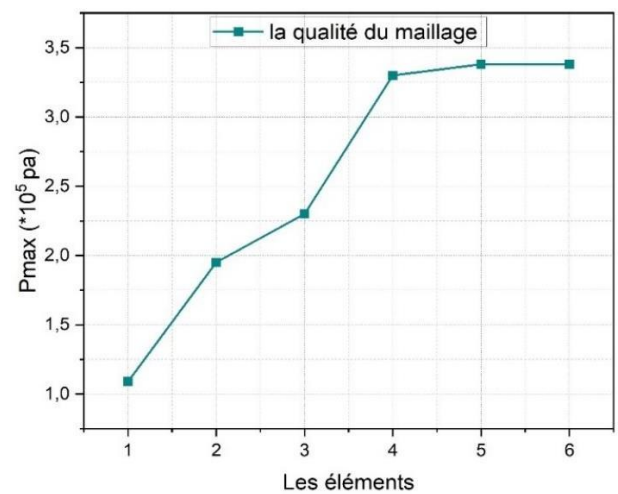


Figure 51: la variation de convergence

Les résultats de la simulation numérique menée dans cette étude reflètent un comportement hydrodynamique réaliste d'un palier lisse lubrifié par une huile newtonienne de type ISO VG 32. La configuration des conditions de fonctionnement a été illustrée par une géométrie de palier avec un diamètre de 250 mm et un jeu radial de 0,5 mm. La distribution de pression obtenue montre une zone de pression maximale bien localisée, en accord avec les attentes théoriques et les observations dans la littérature, notamment en comparaison avec les travaux de **Gertzos et al.** (2008).

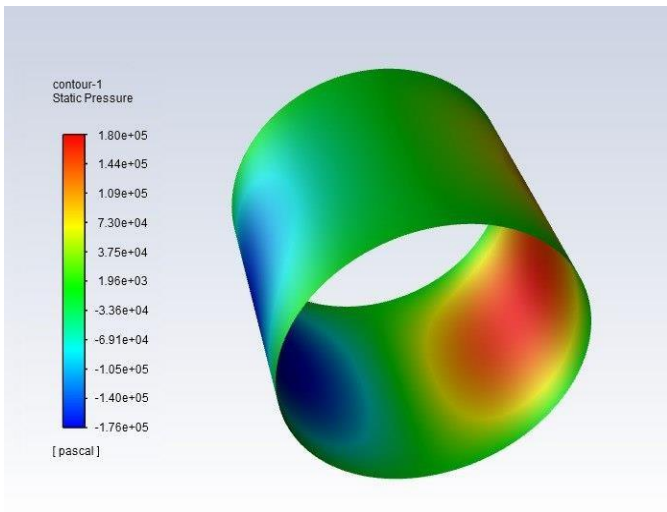
Cette concordance qualitative, malgré la différence géométrique, constitue un indicateur fort de la validité du modèle numérique adopté. Elle consolide également la confiance quant à l'utilisation de ce modèle pour des analyses approfondies de l'impact des paramètres géométriques et des conditions de fonctionnement, ou encore dans le cadre de démarches avancées de maintenance prédictive.

IV.2.2. Influence des paramètres physiques et mécaniques sur la pression dans le film lubrifiant

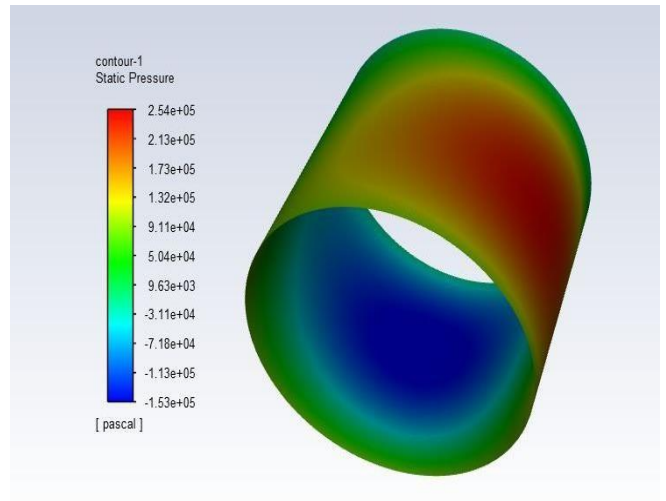
A. Effet de l'excentricité relative (ϵ) :

Dans Cette section, nous avons traité l'impact de l'excentricité relative (ϵ) sur la pression dans le film lubrifiant. Pour cela, l'épaisseur minimale du film d'huile e a été variée entre quatre valeurs : $e = 0.08$ mm, 0.10 mm, 0.13 mm et 0.17 mm, ce qui correspond respectivement à des excentricités relatives de $\epsilon = 0.16$, 0.20 , 0.26 et 0.34 .

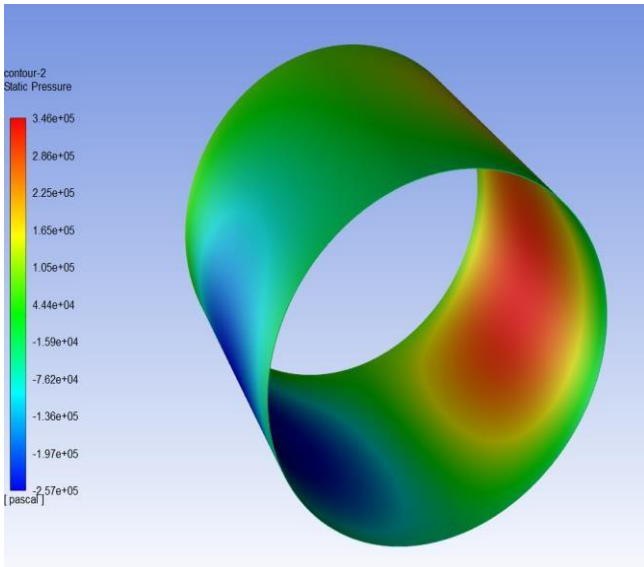
Les simulations ont été effectuées à une vitesse de rotation constante de $N = 3000$ tr/min, avec un angle de charge $\varphi = 45^\circ$, et une pression d'alimentation $P_{al} = 1,01325 \times 10^5$ Pa. Les résultats, montrés dans la figure 52, présentent la distribution de la pression correspondant à chaque valeur de ϵ .



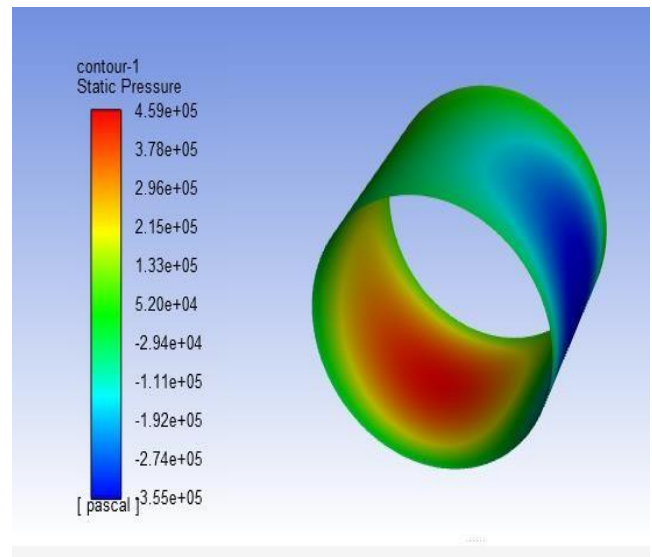
pour $\varepsilon = 0.16$.



pour $\varepsilon = 0.2$.



pour $\varepsilon = 0.26$.



pour $\varepsilon = 0.34$.

Figure 52: répartition de la pression selon l'excentricité relative

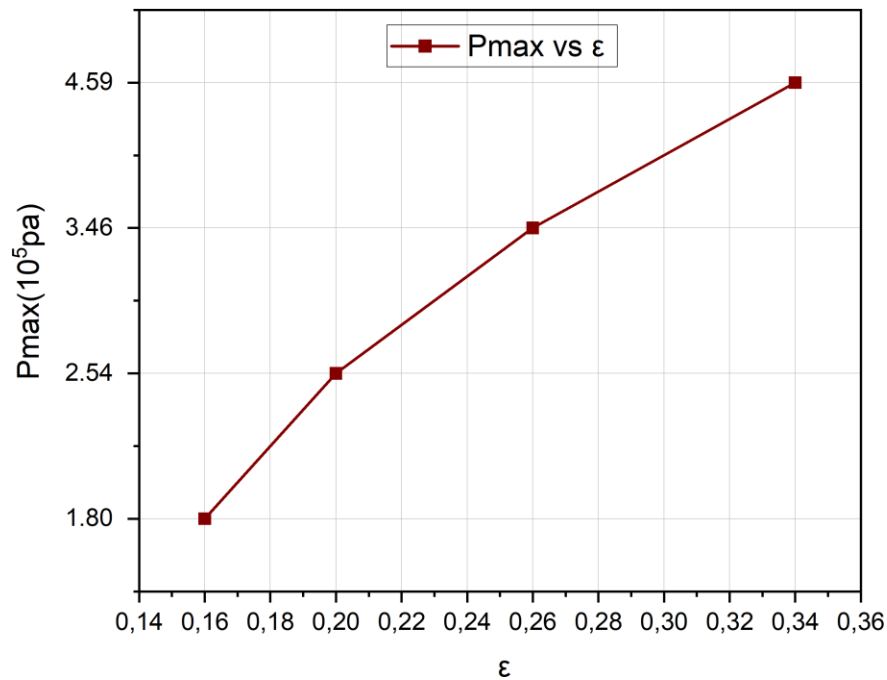


Figure 53: Effet de l'excentricité relative sur la variation de la pression

La figure 53 montre que la pression maximale croît proportionnellement à l'excentricité relative ϵ . Cela signifie que le palier peut supporter une charge plus importante, mais le film d'huile devient plus mince à certains endroits, ce qui augmente le risque de contact. Même si les résultats viennent d'une simulation ANSYS établie à partir des équations de Navier-Stokes, la répartition de la pression suit le même comportement que celui prévu par la théorie de Reynolds : une pression élevée dans la zone convergente, et une pression plus faible dans la zone divergente. Ce résultat montre qu'il faut trouver un bon équilibre entre la portance et la sécurité contre le contact.

B. Effet de la vitesse de rotation

Nous avons modifié la vitesse de rotation aux valeurs de 1500, 3000, 6000 et 9000 tr/min. en conservant l'épaisseur minimale de la couche portante du fluide fixée à $e = 0,13$ mm avec $\varphi = 45^\circ$ et $P_{lim} = 1.01325 \cdot 10^5$ [Pa]. Les données de simulation sont visualisées dans la figure 54

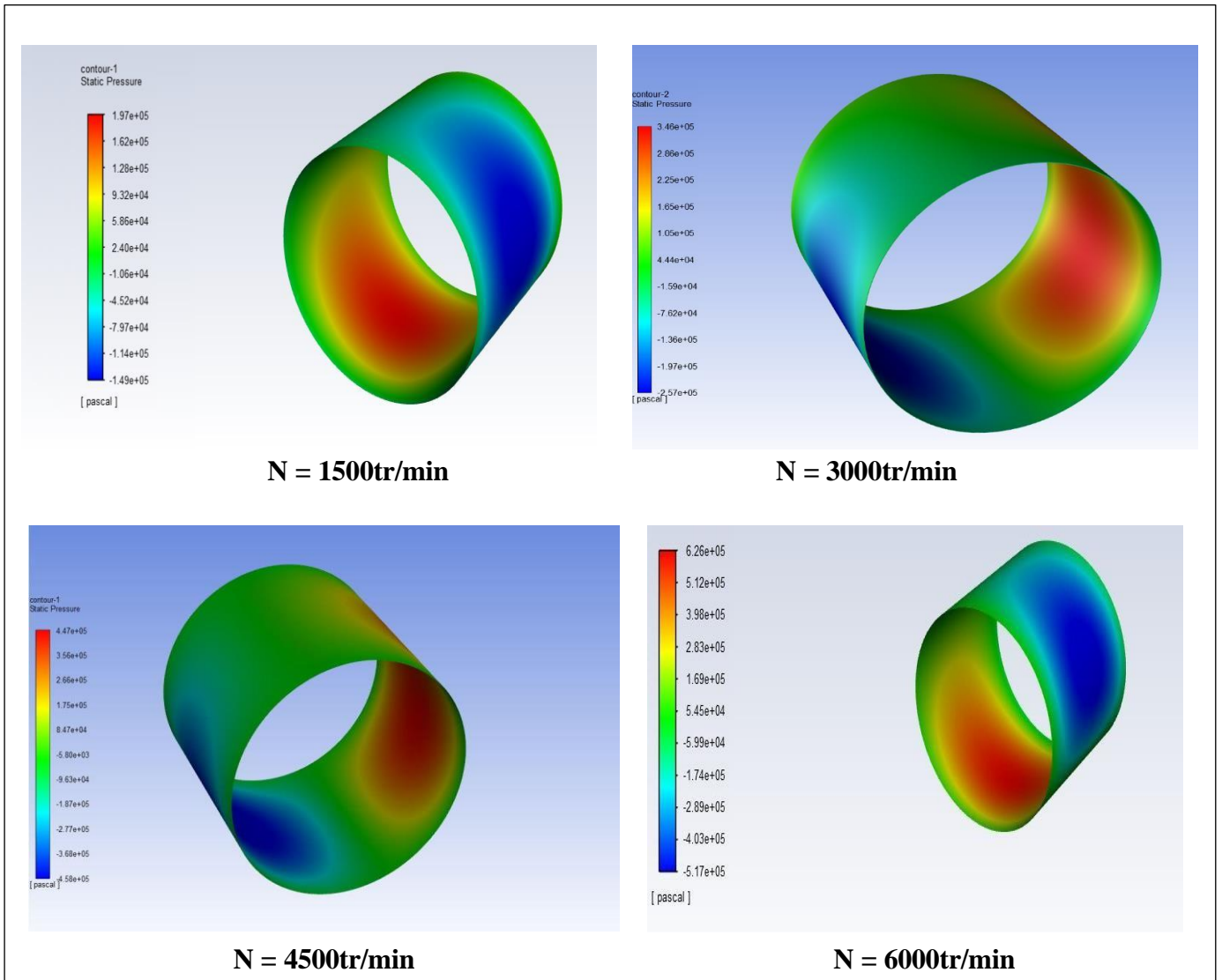


Figure 54: Répartition de la pression selon la Vitesse de rotation

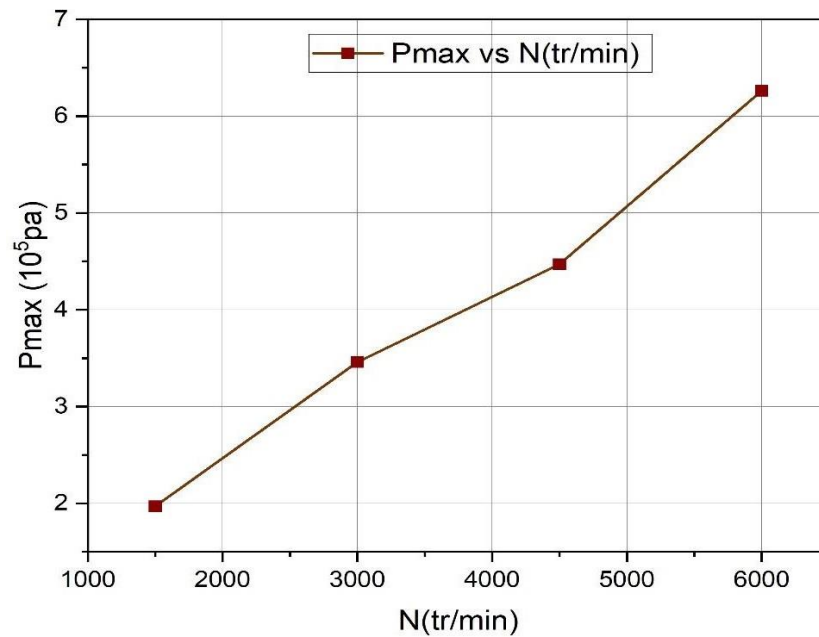
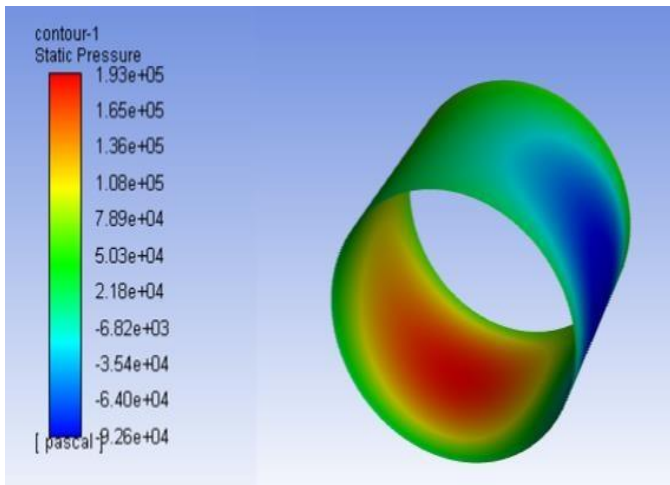


Figure 55: Effet de Vitesse de rotation sur la variation de la pression

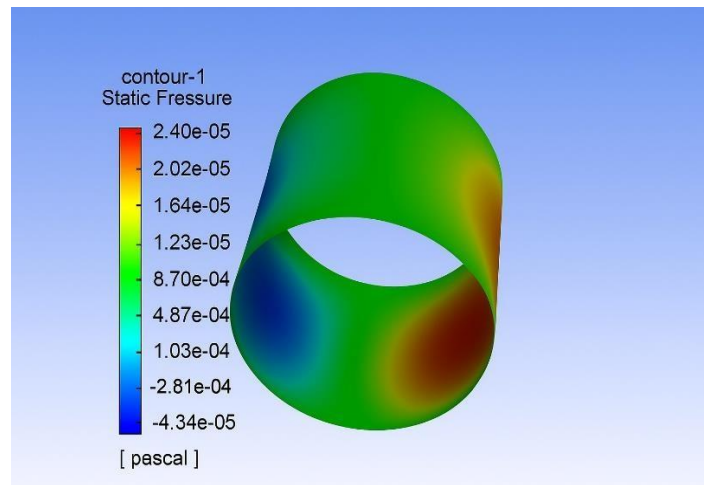
La figure 55 montre que la pression dans le film augmente avec la vitesse de rotation du rotor. Ce comportement est dû à l'accroissement du mouvement relatif entre l'arbre et le lubrifiant : plus l'arbre tourne vite, plus l'huile est entraînée dans la zone convergente, ce qui génère une pression hydrodynamique plus élevée. Cette évolution est cohérente avec la théorie de Reynolds, qui montre que la vitesse contribue directement à la génération de pression. Les résultats issus de la simulation ANSYS confirment cette tendance, avec une courbe à pente positive. Dans le cas où la vitesse passe de 1500 à 6000 tr /min, la pression augmente de manière significative. En conception, cela signifie qu'un palier fonctionnant à haute vitesse peut supporter des charges plus importantes, à condition de bien maîtriser les effets thermiques et les risques de frottement excessif.

C. Effet de la Viscosité

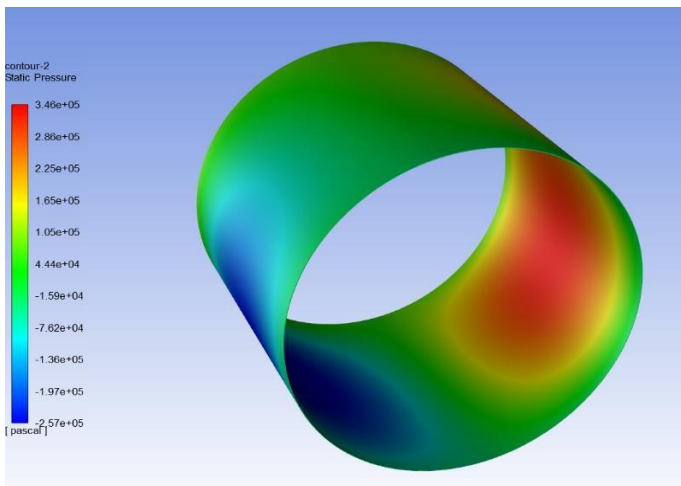
Nous avons étudié l'effet de la variation de la viscosité de l'huile (ISO VG 15, 22, 32, 46), En conservant une vitesse de rotation de 3000 tr/min, une épaisseur minimale de fluide $e=0.13$ mm et un angle de $\varphi = 45^\circ$. La représentation des résultats de la simulation est effectuée à la figure 56 ;



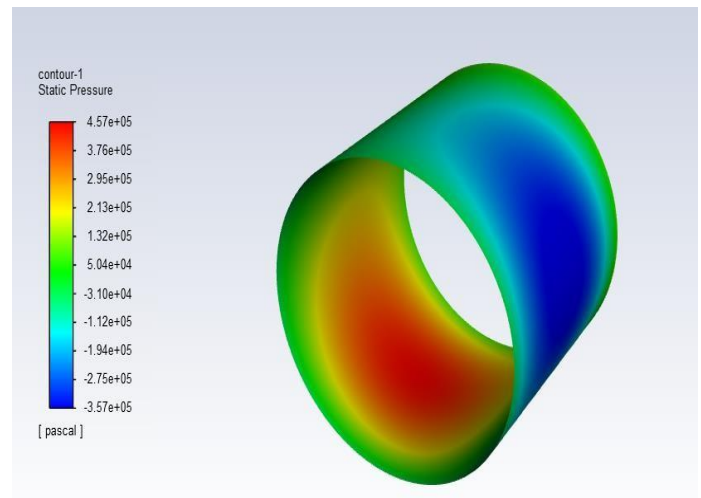
ISO VG 15 $\mu = 0.0145$ [Pa.s].



ISO VG 22 $\mu = 0.0201$ [Pa.s].



ISO VG 32 $\mu = 0.0282$ [Pa.s].



ISO VG 46 $\mu = 0.0431$ [Pa.s].

Figure 56: Influence de la viscosité sur la distribution de la pression

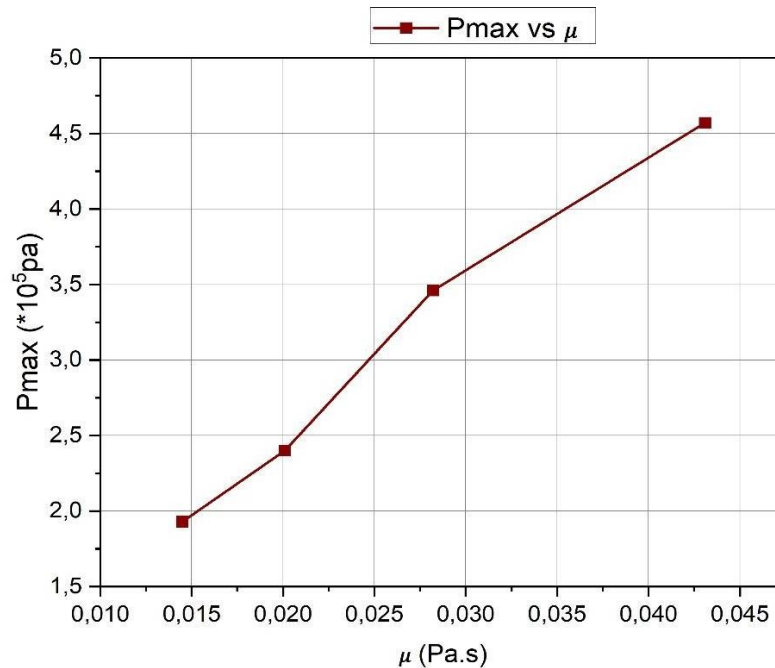


Figure 57: Comportement de la pression selon les variations de viscosité

La figure 57, issue de la simulation ANSYS, montre clairement que la pression hydrodynamique Croît avec l'élévation de la viscosité de lubrifiant. En effet, un fluide plus visqueux offre plus de résistance à l'écoulement, ce qui génère une pression plus élevée dans le film pour une vitesse et une géométrie donnée. Ce comportement est conforme à l'équation de Reynolds, où la pression est proportionnelle à la viscosité dynamique. Ainsi, un lubrifiant plus visqueux renforce la capacité portante du palier, mais entraîne aussi une friction plus importante et des pertes thermiques accrues. Cette courbe permet donc de guider le choix du grade d'huile : une viscosité élevée est favorable à la charge, tandis qu'une viscosité plus faible réduit les pertes d'énergie. Il est question d'identifier le point d'équilibre le plus favorable selon les exigences de performance et de durabilité.

D. Effet du jeu radial

Nous avons varié le jeu radial entre 0.25 et 0.5 et 0.75 et 1 pour une vitesse de rotation $N=3000$, avec des excentricités suivantes : $e=0.065$; 0.13 ; 0.195 ; 0.26 mm (ça veut dire que $\varepsilon=0.26$) et $P_{lim}=1.01325 \cdot 10^5$ Pa. La représentation des résultats de la simulation est effectuée à la (figure 58).

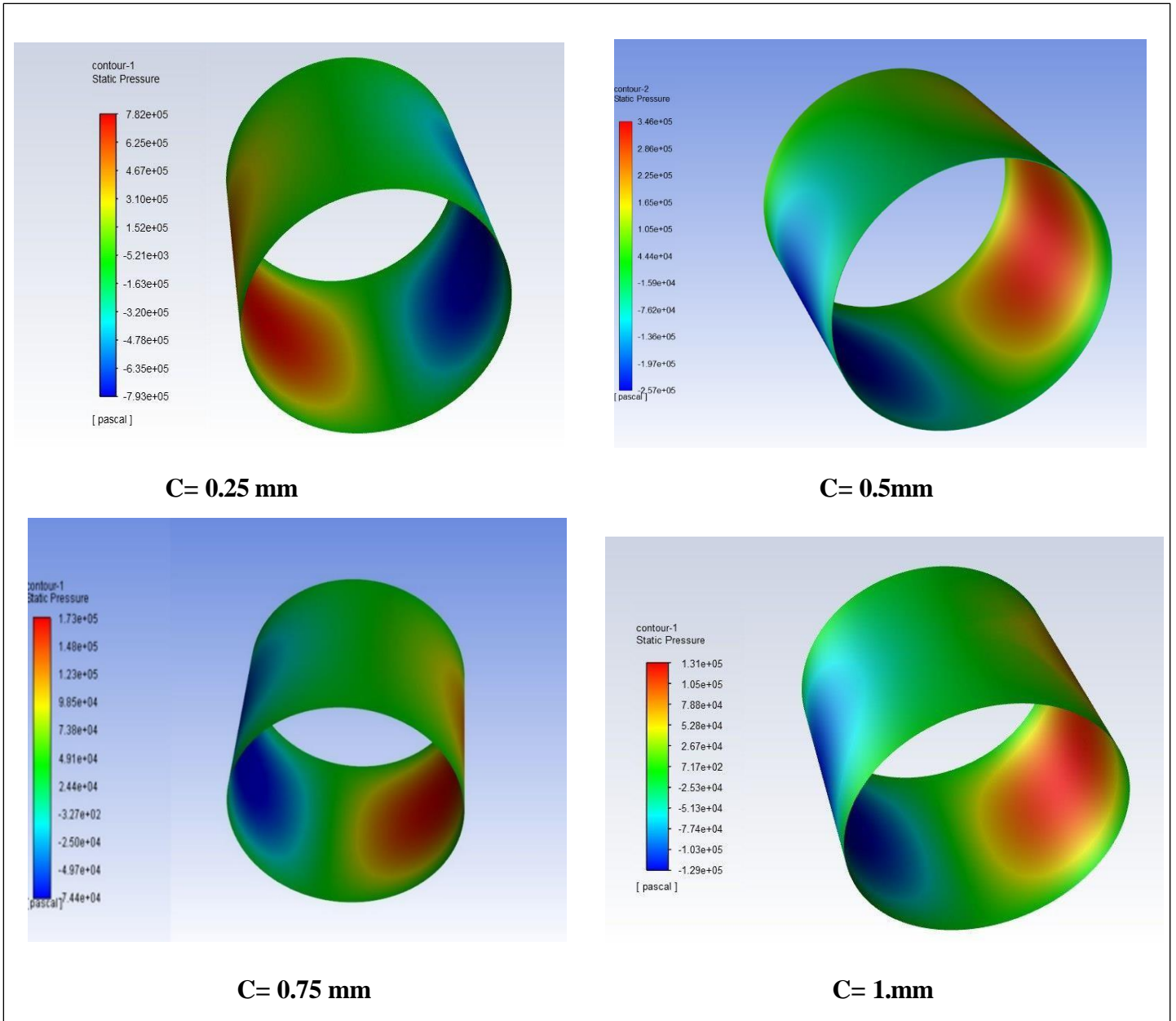


Figure 58 : Répartition de la pression en fonction de Jeu radial

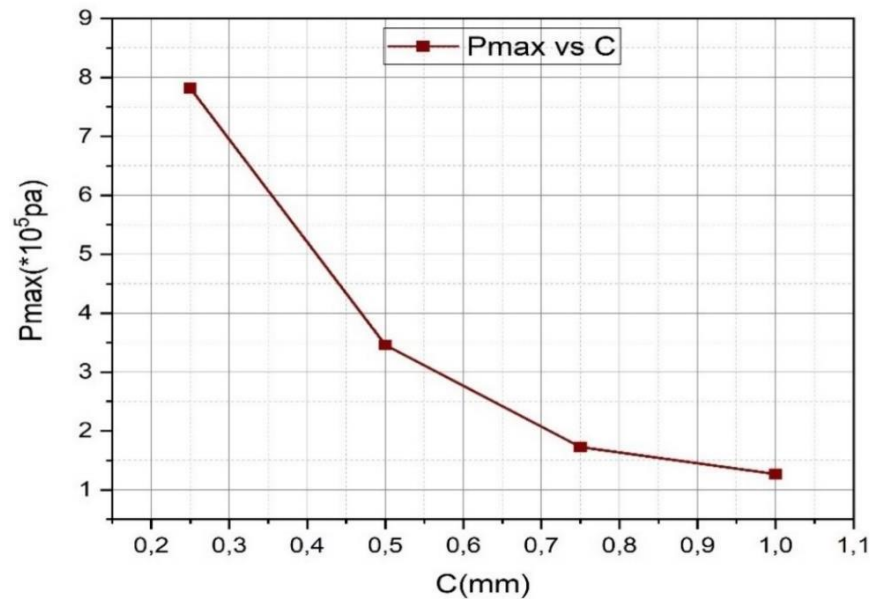
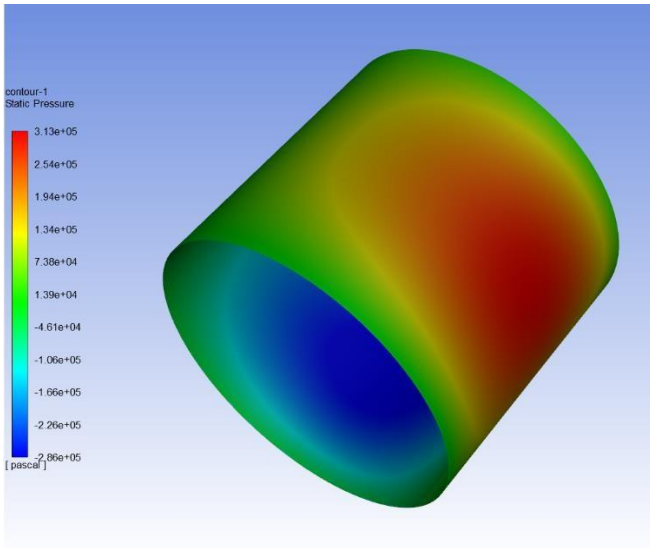


Figure 59: Impact du jeu radial sur le profil de pression

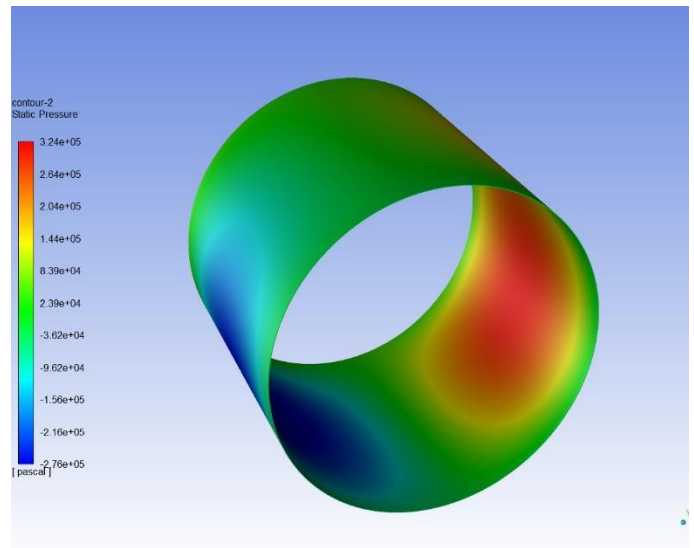
La figure 59 illustre une diminution progressive de la pression hydrodynamique lorsque le jeu radial augmente. En effet, un jeu plus grand, correspondant à un film d'huile plus épais, réduit la concentration du fluide et la rigidité du film, ce qui affaiblit l'effet de pompage et entraîne une baisse de la pression maximale. Ce comportement correspond à l'équation de Reynolds, qui explique qu'un film d'huile trop épais ne permet pas de concentrer la pression nécessaire pour supporter la charge. Inversement, un jeu réduit favorise une pression plus élevée, améliorant la portance du palier, mais provoque une réduction de l'épaisseur minimale du film, ce qui accroît la probabilité de contact direct et d'usure. Ainsi, il est essentiel de dimensionner le jeu radial de façon optimale pour équilibrer performance et fiabilité, comme l'illustre la pente négative entre pression et jeu sur la courbe.

E. Effet de pression d'alimentation

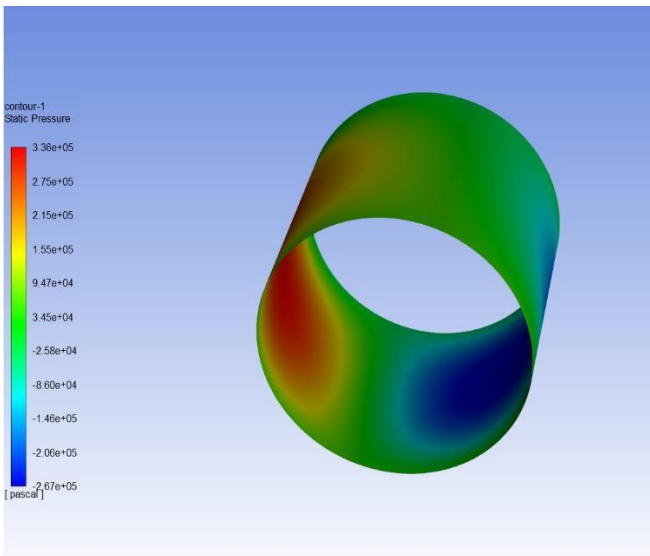
Nous avons varié la pression d'alimentation entre $0.4 \cdot 10^5$; $0.6 \cdot 10^5$; $0.8 \cdot 10^5$ et $1.01325 \cdot 10^5$ Pa pour $N=3000$, $e=0.13$ mm (ça veut dire que $\varepsilon=0.26$). La représentation des résultats de la simulation est effectuée à la figure 60.



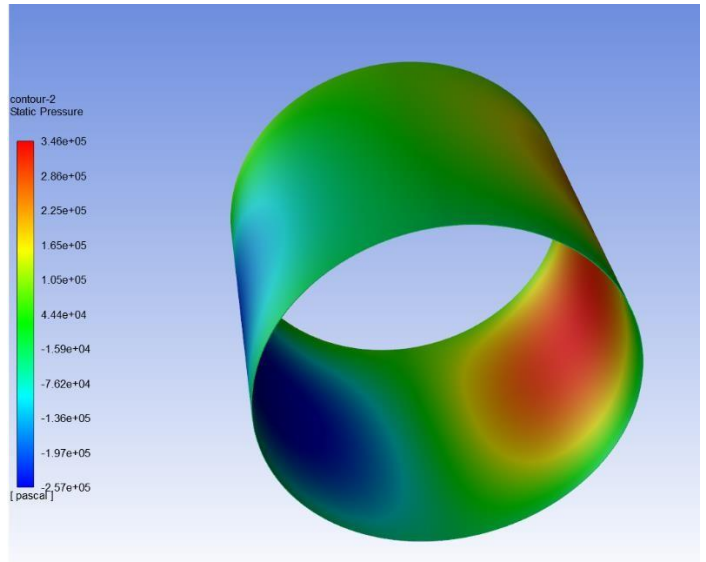
Palim= 0.4 . 10⁵



Palim= 0.6 . 10⁵



Palim= 0.8 . 10⁵



Palim= 1.01325 . 10⁵

Figure 60: Distribution de la pression selon la pression d'alimentation appliquée

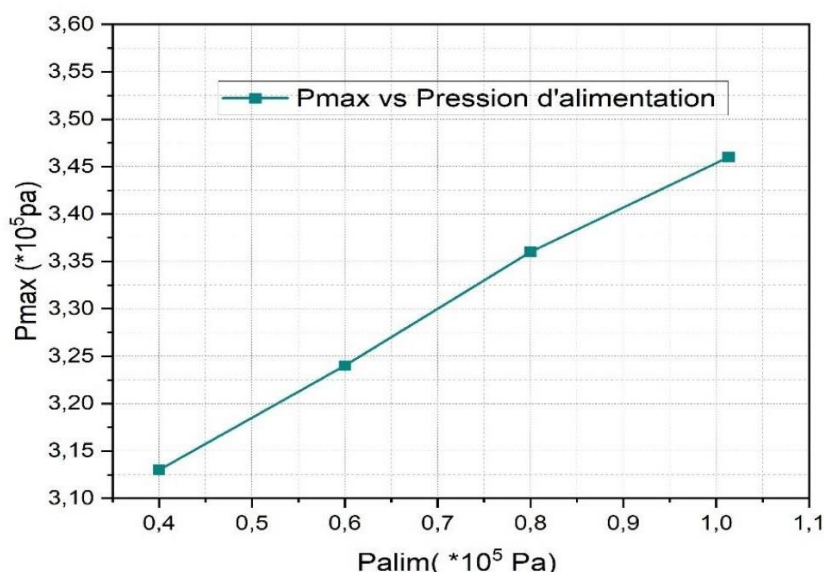


Figure 61: Comportement de la pression sous l'effet de la pression d'alimentation

La figure 61 indique une augmentation de la pression développée au sein du film lubrifiant progressivement lorsque la pression d'alimentation P_{alim} est élevée, notamment lorsqu'elle se rapproche de la pression atmosphérique ($1,01325 \times 10^5$ Pa). Aux faibles pressions d'alimentation (ex. $0,4 \times 10^5$ Pa), le film lubrifiant est partiellement en dépression, ce qui favorise l'apparition de cavitation et limite la pression maximale interne. Lorsque P_{alim} augmente, ces zones de cavitation se réduisent, le film devient plus continu, et la pression maximale s'élève de manière quasi linéaire. Ce comportement améliore la portance du palier et la stabilité du rotor.

Ce phénomène est confirmé par **Mansoor (2018)**, qui a démontré expérimentalement qu'une faible pression d'alimentation élargit la zone de cavitation, tandis qu'une pression proche de l'atmosphérique rétablit la continuité du film lubrifiant et améliore les performances tribologiques du palier.

IV.3. Résultats obtenus avec MATLAB

L'objectif de cette étude est d'investiguer l'effet du rapport d'excentricité et sur le comportement d'un palier hydrodynamique. L'accent est mis en particulier sur l'effet de ces paramètres sur plusieurs grandeurs caractéristiques du fonctionnement du palier Parmi les paramètres étudiés l'épaisseur minimale du film lubrifiant, la distribution de la pression, la viscosité, la charge maximale (W), la force de frottement (F_e) et l'angle de calage. Les résultats présente ci-après ont été obtenus à l'aide d'un script MATLAB développé spécifiquement dans le cadre de cette étude. Un résumé chiffré des simulations est fourni sous forme de tableaux récapitulatifs (voir Annexe 1).

IV.3.1. Répartition du champ de pression

A. Effet de l'excentricité relative

Les figure 62 la modélisation en trois dimensions du champ de pression à travers le film lubrifiant, en fonction de la position axiale Y et de l'angle θ , pour une valeur fixe du jeu radial C. Dans ce cas, seule l'excentricité relative est modifiée.

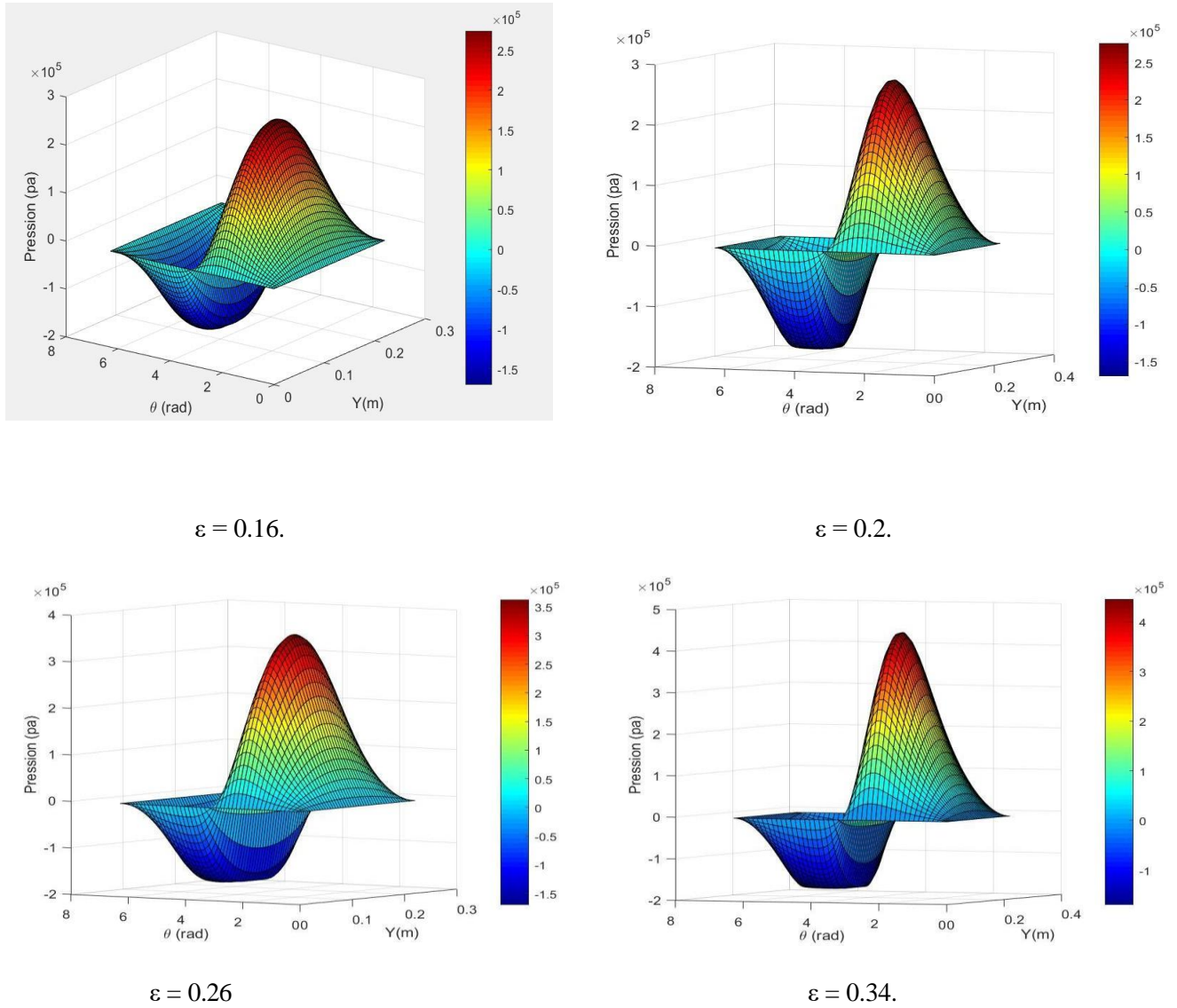


Figure 62: répartition de la pression en fonction de la coordonnée circonférentielle

Il s'agit d'une représentation bidimensionnelle mettant en évidence le changement de pression en fonction de l'angle θ , selon diverses valeurs de l'excentricité relative ε . Dans le cadre de la visualisation de l'impact de l'excentricité, l'attention a été portée sur l'évolution du champ de pression selon l'angle.

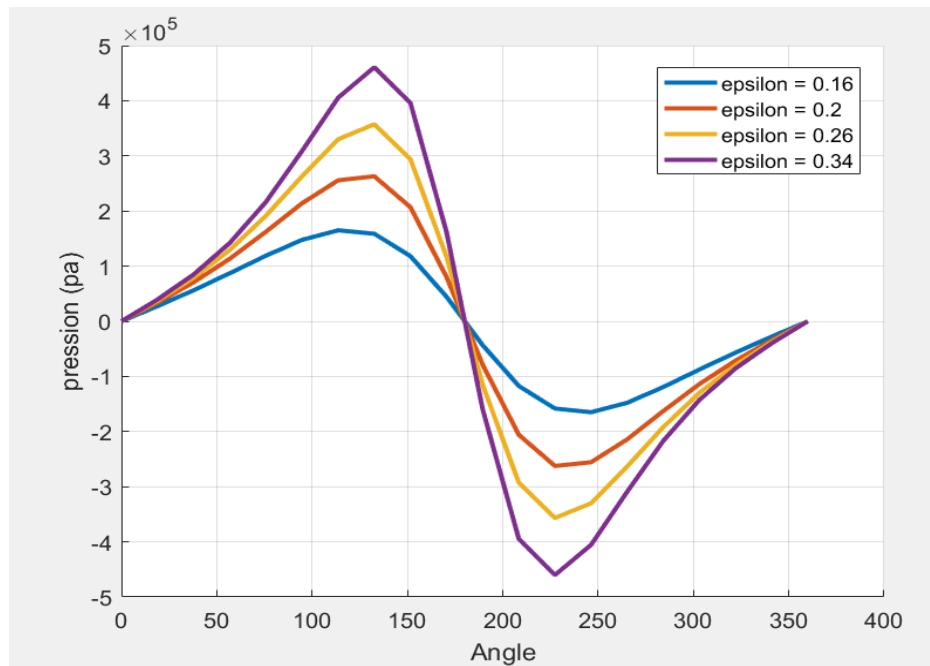


Figure 63: Profil de pression en fonction de la position circonférentielle.

La figure 63 illustre le changement de la pression hydrodynamique au sein du film lubrifiant en fonction de l'angle périphérique, pour quatre valeurs d'excentricité ε (0,16 – 0,20 – 0,26 – 0,34). La courbe présente une forme ondulée asymétrique, avec un maximum de pression bien marqué entre 120° et 160°, correspondant à la zone de film la plus comprimée (épaisseur minimale).

Lorsque l'excentricité s'accroît, il apparaît une élévation simultanée des pressions maximale et minimale, accompagnée d'un déplacement du maximum vers les faibles angles (déplacement vers l'amont), traduisant une réduction de l'angle de calage. Après ce maximum, la pression chute vers des valeurs négatives de plus en plus marquées, suggérant une extension des zones de cavitation.

Cette répartition angulaire met clairement en évidence l'influence de l'excentricité sur la capacité du palier à générer une force de levée, ainsi que sur la dissymétrie du champ de pression autour de l'axe du coussinet.

B. Effet de la viscosité

La figure 64 met en évidence les changements de viscosité en fonction de la pression.

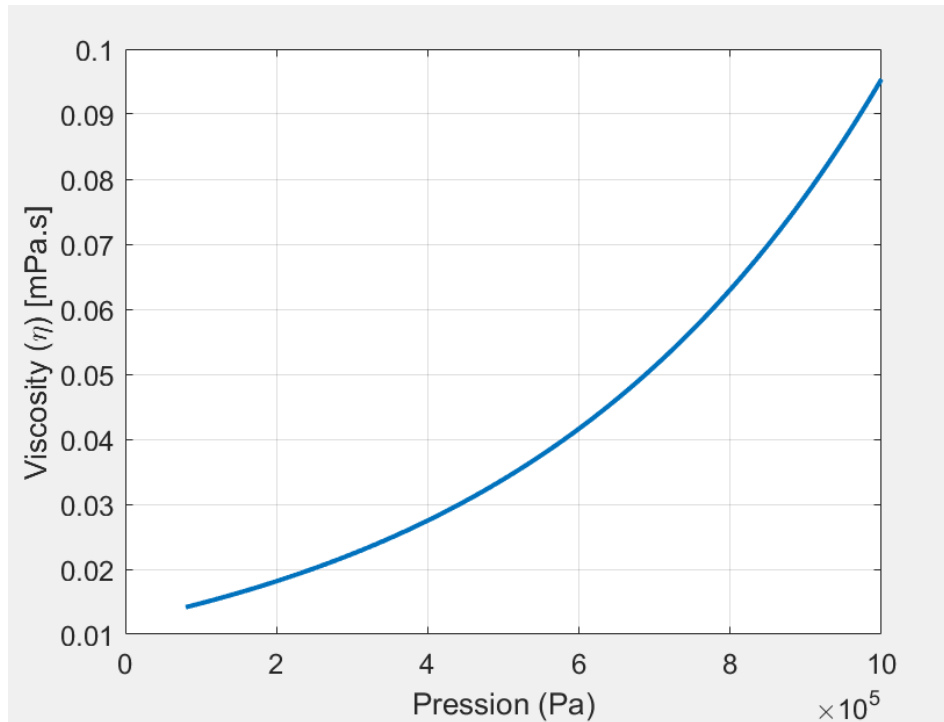


Figure 64: comportement de la viscosité en fonction de la pression

Une courbe ascendante est observée, indiquant que la viscosité de l'huile s'accroît avec l'augmentation de la pression (c'est ce qu'on appelle l'effet piezoviscosité). Quand la pression dans le film lubrifiant devient très forte, les molécules d'huile se rapprochent et la viscosité monte significativement. Ce phénomène aide à garder le palier stable : plus la pression monte, plus le fluide devient épais, ce qui renforce le film et sa capacité à supporter la charge. Concrètement, cela veut dire qu'aux zones de forte pression, le film d'huile durcit un peu, évitant que le métal entre en contact direct. Cette courbe est pratique pour choisir la bonne huile (en ajustant le coefficient piezoviscosité), pour être sûr qu'en cas de grosses charges, la viscosité reste suffisante pour éviter tout grippage.

IV.3.2. Etude paramétrique

A. Influence sur la charge adimensionnelle

La figure 65 montre comment la charge adimensionnelle varie Par rapport à l'excentricité relative.

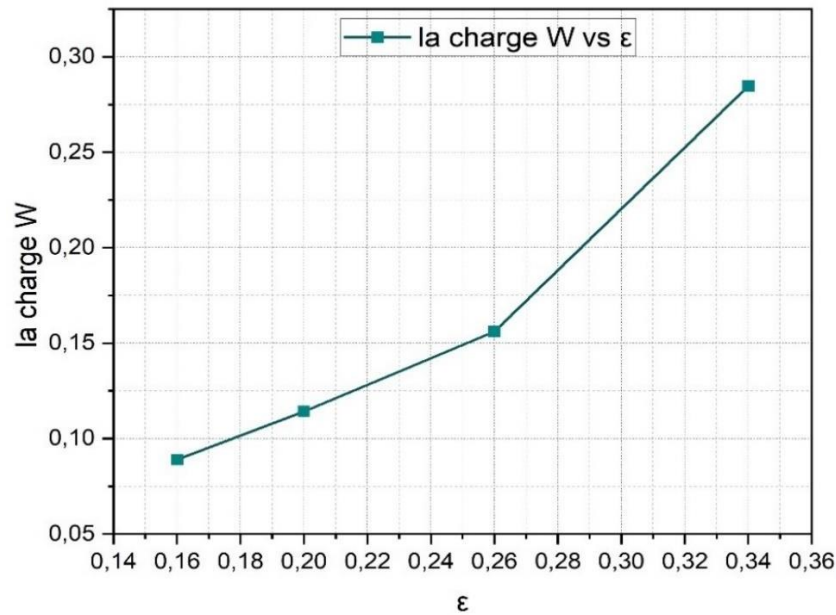


Figure 65: Influence de l'excentricité relative sur la charge adimensionnelle

On observe que la charge augmente de façon claire à mesure que l'excentricité grandit. En gros, plus l'arbre est décentré, plus le palier peut supporter de poids, mais seulement jusqu'à un certain point. Ce résultat montre que l'excentricité aide à augmenter la capacité de charge, car le film de lubrification est comprimé, ce qui crée une pression plus forte. En théorie, c'est logique avec les formules classiques pour les paliers lisses : la charge qu'ils peuvent supporter dépend en partie du gradient du film, qui est influencé par ϵ . En général, cette courbe permet de voir directement la relation entre ϵ et la capacité de charge, ce qui facilite le dimensionnement de l'excentricité idéale pour atteindre une charge désirée tout en restant dans les limites de fonctionnement hydrodynamique du palier.

B. Influence sur l'angle de calage :

La figure 66 décrit comment l'angle de calage est affecté par la variation de l'excentricité.

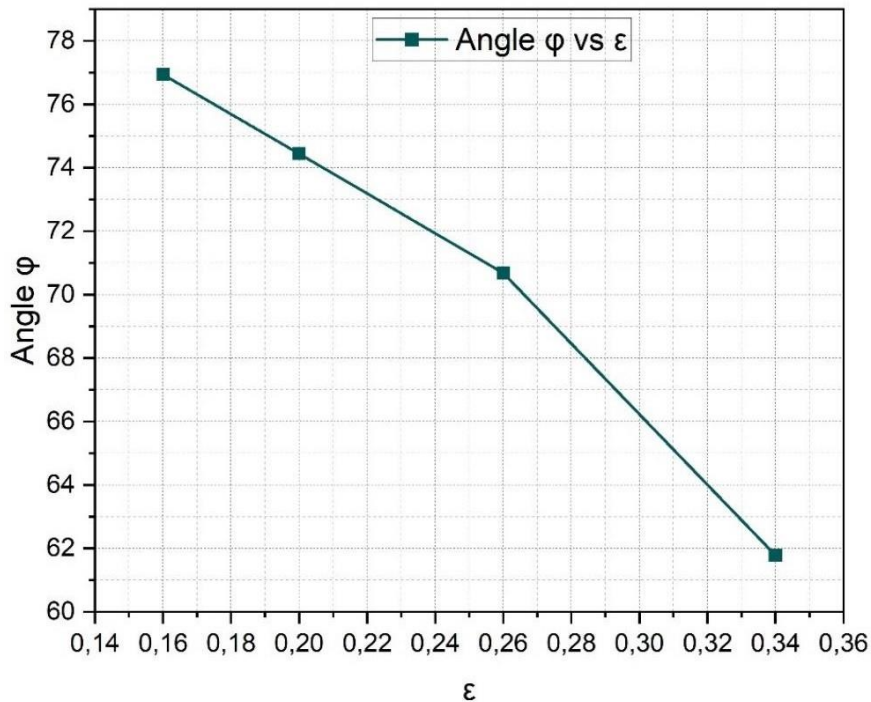


Figure 66: Changement de l'angle de calage selon L'excentricité relative

L'angle de calage diminue progressivement avec l'augmentation de l'excentricité, Cela reflète le déplacement du point de pression maximale vers l'arrière, dû à une répartition de pression de plus en plus asymétrique. Pour des excentricités élevées, cet angle tend vers 0° , traduisant un alignement quasi vertical entre l'axe du rotor et celui du palier. Ce comportement, bien connu dans la littérature, indique que la zone de portance se déplace vers l'aval, où le film lubrifiant devient plus mince. La maîtrise de cette relation permet d'optimiser la conception du palier, notamment en ajustant l'orientation des orifices d'alimentation et la forme du coussinet, afin d'améliorer la stabilité et la répartition de la charge.

C. Influence sur frottement

La figure 67 expose une représentation de l'influence de l'excentricité relative sur le coefficient de frottement. On Le frottement tend à s'élever lorsque l'excentricité relative augmente.

Une plus grande excentricité réduite localement l'épaisseur du film lubrifiant.

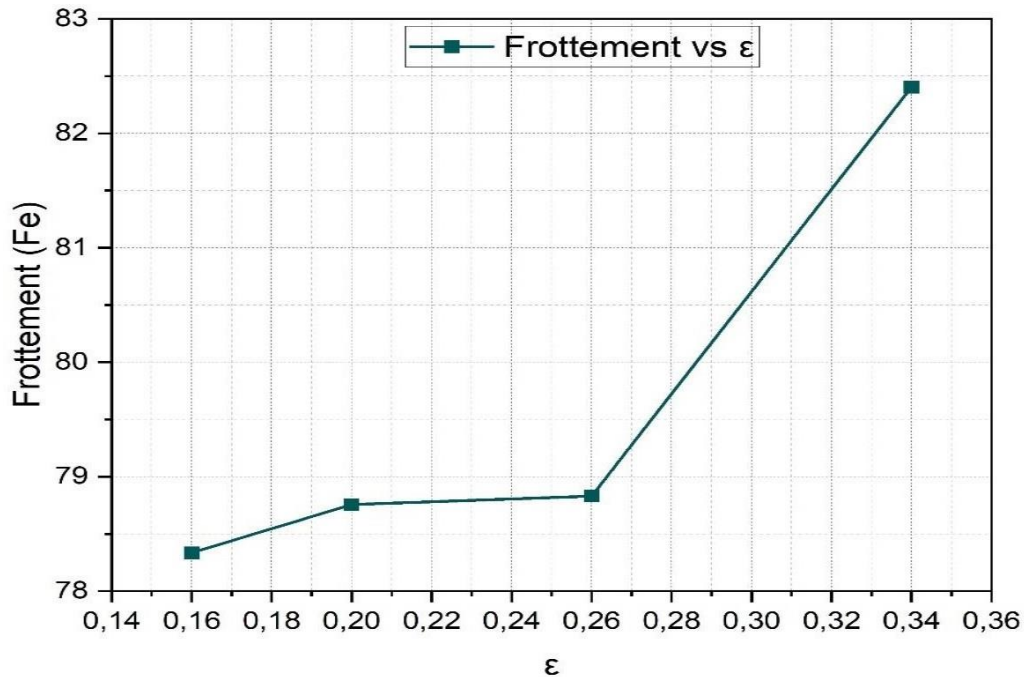


Figure 67: Impact de l'excentricité relative sur le comportement du frottement

La figure montre clairement que le coefficient de frottement croît avec l'excentricité ε . En effet, lorsqu'un arbre devient plus décentré, l'épaisseur locale du film lubrifiant diminue aux points de contact, ce qui accroît la viscosité effective et renforce les forces de cisaillement. Autrement dit, plus ε est grand, plus les surfaces du coussinet et de l'arbre se rapprochent, augmentant donc la résistance à l'écoulement et l'échauffement visqueux. Ce comportement met en évidence un compromis fondamental : si l'augmentation de l'excentricité améliore la portance (figure 65), elle engendre aussi des pertes par frottement plus importantes et peut dégrader le rendement global du palier. En conception, il est donc crucial de ne pas surdimensionner l'excentricité pour limiter ces pertes et maîtriser les besoins de refroidissement.

D. Influence sur l'épaisseur minimale

La figure 68 représente la relation entre l'épaisseur et l'excentricité relative. Il est clair que l'épaisseur minimale diminue à mesure que l'excentricité croît.

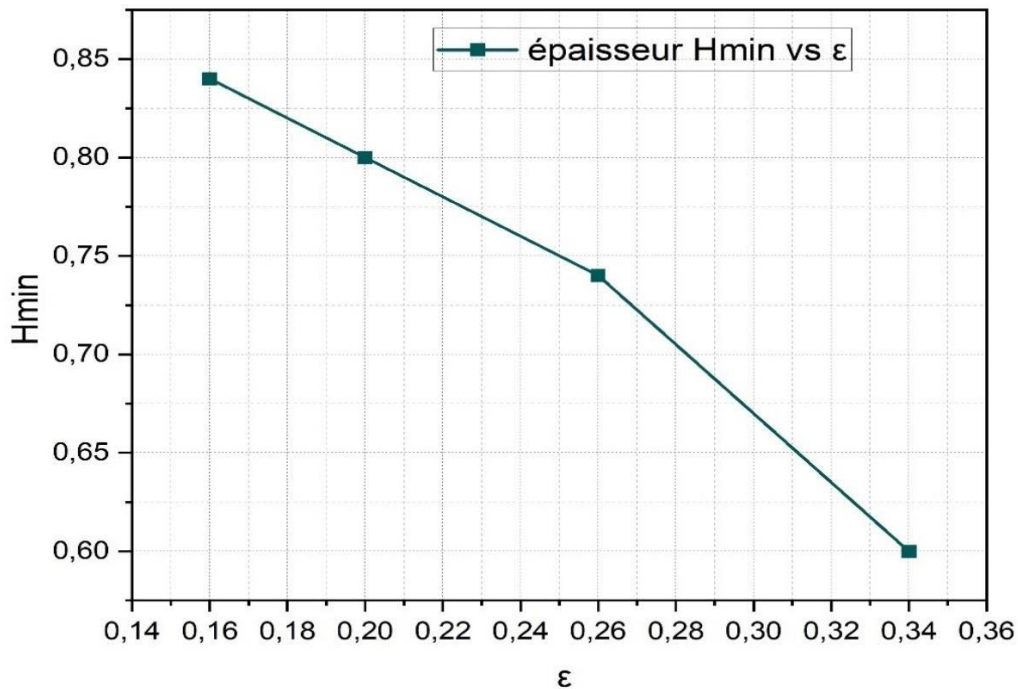


Figure 68: Influence de la variation de l'excentricité relative sur l'épaisseur minimale

La figure montre que l'épaisseur minimale du film h_{min} diminue dès que l'excentricité relative ϵ augmente. Autrement dit, plus l'arbre est décalé, plus le film lubrifiant devient mince au point le plus serré, là où la pression est maximale. Ce phénomène s'explique simplement : un plus grand décalage concentre la charge sur une petite zone et écrase davantage l'huile. La courbe $h_{min}(\epsilon)$ décroît donc, révélant un risque : à forte excentricité, le film peut se rapprocher dangereusement de la hauteur des aspérités, entraînant un contact métal-métal. En conception, on se sert de cette courbe pour s'assurer que h_{min} reste toujours au-dessus de la rugosité, afin d'éviter le grippage et d'assurer la fiabilité du palier.

E. Influence jeu radial sur tous les paramètres

La figure 69 rassemble l'évolution de plusieurs paramètres clés tels que la charge, le frottement, l'angle de calage et l'épaisseur minimale du film en fonction du jeu radial C pour $e = 0,26$.

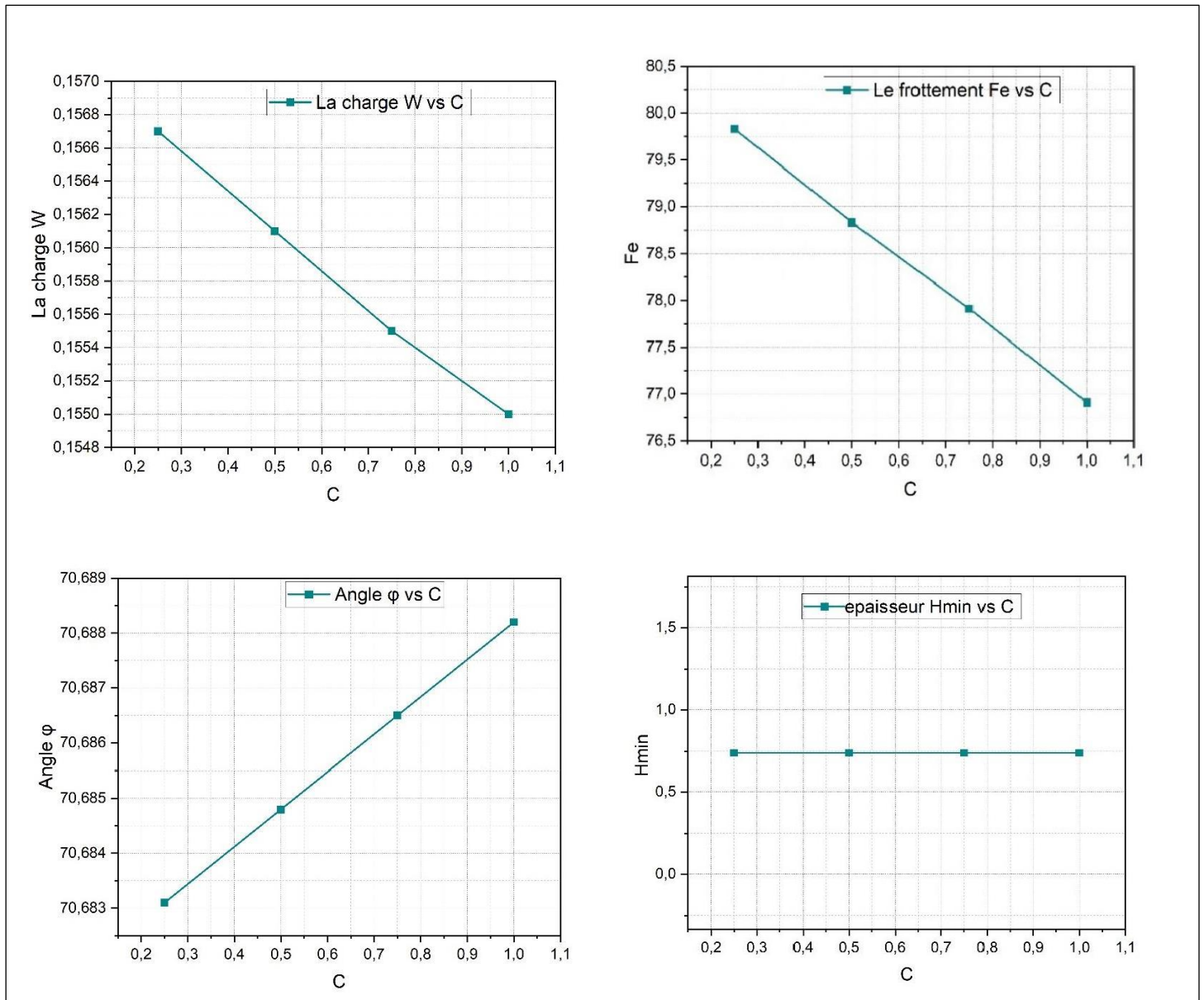


Figure 69: Variation des paramètres en fonction de jeu radial

La figure montre que lorsque le jeu radial C augmente, plusieurs grandeurs évoluent de manière significative :

- **La charge portée W** diminue légèrement, en raison de la baisse de pression générée dans un film plus épais.
- **La force de frottement Fe** décroît également, ce qui réduit les pertes d'énergie liées au cisaillement du lubrifiant et contribue à une meilleure efficacité thermique.
- **L'épaisseur minimale du film $Hmin$** , exprimée ici de manière adimensionnelle ($Hmin/C$), reste constante. Cela s'explique par le fait que l'excentricité relative ϵ est maintenue constante dans cette étude. Par conséquent, le rapport $Hmin/C = 1 - \epsilon$ ne varie pas, bien que la valeur absolue de $Hmin$ augmente avec C .

- **L'angle de calage ϕ** augmente sensiblement, traduisant un repositionnement du rotor afin de conserver une zone de portance efficace malgré l'élargissement du film.

Ce comportement met en évidence un compromis fondamental en lubrification hydrodynamique : un jeu radial trop faible améliore la portance mais accroît les risques de contact et de frottement. À l'inverse, un jeu trop grand affaiblit la performance portante et peut nuire à la stabilité. Il est donc essentiel de bien dimensionner le jeu radial pour garantir un fonctionnement optimal du palier, tant sur le plan tribologique qu'énergétique.

IV.4. Comparaison entre ANSYS et MATLAB pour la distribution de la pression

L'étude vise à comparer les résultats du calcul de la répartition de la pression au sein d'un palier hydrodynamique en utilisant deux approches : la méthode numérique basée sur l'équation de Reynolds résolue sous MATLAB, et la méthode numérique basé sur la résolution des équations de Navier–Stokes via ANSYS

La figure 70 compare les valeurs de pression maximale obtenues Grâce à la résolution de l'équation de Reynolds sous MATLAB et par la simulation CFD complète sous ANSYS en fonction de deux paramètres clés (ϵ , μ). Dans chaque cas, les deux méthodes suivent la même tendance : la pression maximale augmente avec l'excentricité ϵ et la viscosité μ . Les écarts restent limités (environ 10–15 %) et s'expliquent par les hypothèses simplificatrices du modèle de Reynolds (absence de prise en compte des forces d'inertie et de la cavitation) comparées à la résolution intégrale des équations de Navier–Stokes dans ANSYS, ainsi que par les différences de maillage et de schéma numérique. Ainsi, le modèle de Reynolds constitue un outil rapide et fiable pour des études paramétriques de tendance, tandis que la simulation CFD s'impose pour des analyses de précision dans les configurations extrêmes ou transitoires.

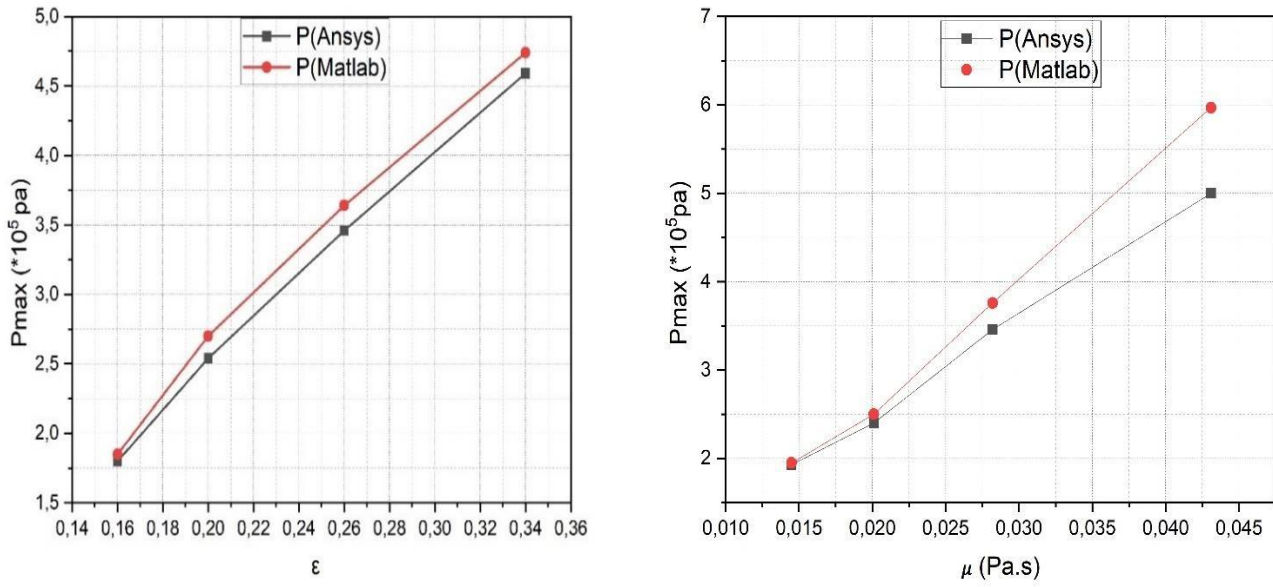


Figure 70 : Comparaison entre ANSYS et MATLAB pour la valeur maximale

Conclusión

Générale

Conclusion générale

Cette étude participe à l'approfondissement de la compréhension des paliers lisses à géométrie régulière, en supposant l'absence de tout désalignement. À travers ce manuscrit Nous mettons en avant les conclusions d'une recherche détaillée concernant les dimensions mécaniques et thermodynamiques. Influençant le comportement des paliers, les propriétés des lubrifiants utilisés ainsi que les phénomènes physiques associés.

Nous avons tout d'abord mené une revue bibliographique détaillée, permettant d'identifier les principaux types de paliers et leurs modes de lubrification. Sur cette base, nous avons posé un cadre théorique rigoureux en formulant les équations fondamentales de la lubrification hydrodynamique, et en calculant les paramètres caractéristiques de contact propres aux paliers lisses. Cette première étape a été complétée par une synthèse des travaux existants, afin de cerner les enjeux actuels dans ce domaine et de définir avec précision les objectifs de notre propre étude.

Dans la continuité de cette démarche, nous avons développé une approche intégrée combinant modélisation théorique, simulations numériques tridimensionnelles via ANSYS Fluent, et développement de scripts de calcul sous MATLAB, afin de caractériser et d'optimiser les performances des paliers hydrodynamiques. Cette analyse repose sur :

- Évaluation de l'action des paramètres géométriques et des modalités de fonctionnement (excentricité, vitesse de rotation, viscosité du lubrifiant, jeu radial) sur la formation du film d'huile et la capacité de portance ;

Les données recueillies indiquent que l'accroissement de l'excentricité améliore la capacité de charge en renforçant la pression hydrodynamique, mais entraîne un amincissement localisé du film d'huile, ce qui accroît le danger de frottement entre les surfaces. De même, La portance croît de façon quasi linéaire en réponse à l'accroissement de la vitesse de rotation, conformément aux prédictions de l'équation de Reynolds. L'usage d'un lubrifiant plus visqueux se traduit par une amélioration de la portance, mais au prix de pertes énergétiques plus importantes dues au frottement. En parallèle, une gestion adéquate du jeu radial permet de concilier rigidité hydrodynamique et protection contre le contact direct.

Méthodologiquement, la cohérence entre les résultats analytiques issus de la théorie de la lubrification et ceux obtenus via les simulations tridimensionnelles renforce la fiabilité de notre approche. L'intégration conjointe des environnements ANSYS et MATLAB s'est révélée particulièrement efficace pour explorer un large éventail de configurations et mieux comprendre les interactions physiques en jeu.

Parmi les perspectives envisagées, on peut citer l'intégration de la déformabilité élastique des surfaces (dans une optique élastohydrodynamique), la prise en compte des lubrifiants non newtoniens, ainsi que l'influence de la rugosité des surfaces. De plus, réaliser des essais expérimentaux sur un banc d'essai offrirait l'opportunité de comparer nos résultats numériques avec des mesures physiques prises dans des conditions réelles.

Enfin, les recommandations formulées concernant l'excentricité, la viscosité du lubrifiant, le jeu radial, être directement appliquées à la conception de paliers pour turbines, moteurs ou rotors à haute vitesse. Ces apports ouvrent la voie à des systèmes mécaniques plus performants, plus robustes, et plus efficaces sur le plan énergétique.

Références

bibliographiques

- [1] Abir BENTIBA, "Étude de déformation d'un palier circulaire sous l'effet du champ de pression hydrodynamique en utilisant le logiciel ANSYS APDL ", Thèse de Master, Université de Yahia Feras, Médéa, 2016
- [2] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, "Lubrification hydrodynamique paliers et butées", Eyrolles, Paris, 1990 [PDF] 22^{ème} congrès français de mécanique
- [3] Mihoubi Khalid et Sadini Rachid, "Contribution à l'étude d'un palier hydrodynamique Lisse", Université Mohamed Boudiaf, Msila, 2017
- [4] Kerkoub Khaled et Boucherf Rima, "Etude des performances d'un palier lisse en utilisant le logiciel ANSYS", Université de Yahia Feras, Médéa, 2019
- [5] MANSER Belkacem, "Approches numériques pour la résolution des problèmes des paliers hydrodynamiques, liés aux contraintes géométriques et mécanique", Université de M'HAMED BOUGARA, Boumerdes, 2019
- [6] MEHTOUR NASREDDINE, "Comportement dynamique linéaire d'un rotor flexible tournant à grande vitesse monté dans des paliers à film d'huile", Université de 8 mai 1945 Guelma, 2015
- [7] Meramria Wafa, "Étude de L'Effet Dynamique d'un Palier Lisse par Analyse Vibratoire", Thèse de magister, université Badji Mokhtar, Annaba, 2009.
- [8] NOUAR AHCENE, Mémoire de Magistère analyse des contraintes et des déformations des tubes et secteurs cylindriques : application à la résolution des problèmes d'interaction fluide-structure dans les paliers hydrodynamiques, 2005
- [9] B.L. NEWKRIK, GROBEL L.P Oil-film whirl-A nonwhirling bearing, *ans.Am.Soc.Mech.Engrs*, 59, 6047, 193
- [10] Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara Boumerdes, 2009
- [11] [http://fr.wikipedia.org/wiki/Lubrifiant_\(mécanique\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/Lubrifiant_(mécanique)).
- [12] K. Zenati et H. Menacer, « Etude de déformation d'une structure axisymétrique soumise à un chargement non axisymétrique application au palier hydrodynamique » Thèse de master, université Dr Yahia Feras, Médéa, 2015
- [13] Benkhorchef Lamia et Yanes Safia, « Détermination de la déformation d'un palier sous l'effet d'un champ de pression hydrodynamique global en utilisant le logiciel ANSYS APDL » Thèse de master, université Dr Yahia Feras, Médéa, 2017
- [14] J. Frêne - Butés et paliers hydrodynamiques. Technique de l'ingénieur, B5320, 1996.
- [15] Nacer LOUDAHI, « Modélisation numérique de la lubrification hydrodynamique de tête de bielle du moteur » Thèse d'ingénieur d'état, Ecole National Polytechnique, Alger, 2007

- [16] Sahli Abdelkader, Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné, Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010
- [17] J. BOZET : "L'alimentation en fluide sous pression des paliers lisses dans le cas de la rainure circonférentielle", rev. Univers. Mines Belg., tome 113, n°2, p. 82-92, 1970
- [18] Mohamed El Amine, " Influence des conditions d'alimentation sur les performances d'un palier hydrodynamique", Université Mohamed Boudiaf D'Oran, 2014.
- [19] René Gras, Tribologie principe et solution industrielle dunod, paris, 2018
- [20] Jean-Louis Ligier, Les techniques de l'ingénieur, article B5330-Matériaux pour paliers lisses.
- [21] HUGUES RENONDEAU, thèse doctorat, Evolution des propriétés tribologiques et physicochimiques d'une graisse polyurée dans un roulement a billes de roue.2004
- [22] MAHDI DJAMAI, Mémoire d'ingénieur d'état en électromécanique, Étude du Comportement Statique des Paliers Lisses Lubrifiés par des Fluides à Rhéologie Complexe, 2004
- [23] KABOUYA ATIKA, Mémoire de Magistère, Etude de la lubrification hydrodynamique des paliers lisses : Influence de la rhéologie des huiles lubrifiantes, 2005
- [24] H. YELLE, Cours3, Tribologie Transmission de puissance École Polytechnique de Montréal.2005
- [25] Hamrock, B. J., Schmid, S. R., & Jacobson, B. O. (2004). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication* (2nd ed.). CRC Press
- [26] KAIDI ISMAHENE, Mémoire de Doctorat, " Analyse et diagnostic des défauts dans les paliers", Université BADJI Mokhtar D'Annaba, 2019.
- [27] Virgile Optasanu, « modélisation experimental et numérique de la lubrification des paliers compliants sous chargement dynamique » thèse de doctorats, université de Poitiers, 2000
- [28] M. Rădeş, Dynamics of Machinery, July 2009
- [29] Khadim diop, "Estimation de la fiabilité d'un palier fluide", thèse de doctorat, Université Mohammed Boudiaf,
- [30] Aziz Ouadoud, Ahmed Mouchtachi, Hassan Smaoui, Etude du comportement thermoélastohydrodynamique d'un palier, 9ième Congrès de Mécanique, FS Semlalia, Marrakech
- [31] A SOMMERFELD: Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittelreibung (on the hydrodynamic theory of lubrication). *Zeit. Math. Phys., Bd, 50:97–155, 1904*

- [32] L. K. R. GÜMBEL : Vergleich der ergebnisse der rechnerischen behandlung des lager-schmierungsproblem mit neueren versuchsergebnissen. *Ver. Dtsch. Ing.*, 1(1):125–128, 1921.
- [33] Herbert Walker SWIFT : The stability of lubricating films in journal bearings.(includes appendix). In *Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, volume 233, pages 267–288. Thomas Telford-ICE Virtual Library, 1932.
- [34] Yousef Amine Masmoudi, mémoire de magister, « Etude de l'influence de déformations élastique et des effets thermiques sur les caractéristiques du roulement chargé » thèse de magister, université Badji Mokhtar, Annaba, 2007.
- [35] Jean Bouyer, Etude des performances thermoélastohydrodynamique des paliers soumis à des conditions sévères, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2003
- [36] Chaitanya K Desai and Dilip C Patel, Experimental analysis of pressure distribution of hydrodynamic journal bearing: a parametric study, Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering 2005 (ICME2005) 28- 30 December 2005, Dhaka, Bangladesh.
- [37] S. Kasolang et al, Experimental study of temperature profile in a journal bearing, 1st Joint International Symposium on System-Integrated Intelligence 2012: New Challenges for Product and Production Engineering
- [38] <http://fr.wikipedia.org/wiki/ANSYS>
- [39] www.mathworks.com/products/matlab

Annexes

Méthodes de résolution utilisées pour l'équation de Reynolds :

La découverte de l'équation de Reynolds met en lumière l'effet de la distribution de pression dans un palier lubrifiant à film liquide. Considérant un fluide newtonien, une inertie et des forces de corps négligeables, un régime d'écoulement laminaire, quelques assouplissements ultérieurs des hypothèses ont été accordés pour produire une forme plus généralisée permettant de déterminer la distribution de pression sur la surface du palier pour une courbure de film. L'équation de Reynolds étant une équation aux dérivées partielles, il est important de développer des stratégies de résolution pour résoudre l'équation de Reynolds décrivant la pression dans un palier lubrifié par un fluide, connue sous le nom d'équation de Reynolds. En théorie de la lubrification, l'équation de Reynolds est donnée par : L'équation générale de Reynolds est

L'introduction de l'équation de Reynolds a permis de mettre en évidence l'importance cruciale de la distribution de pression dans un palier à lubrification hydrodynamique. En partant des hypothèses d'un fluide newtonien, d'un écoulement laminaire, et en négligeant les effets d'inertie ainsi que les forces de corps, cette équation a initialement été formulée dans un cadre simplifié.

Par la suite, certains de ces simplifications ont été partiellement levés afin d'aboutir à une forme plus généralisée de l'équation, capable de représenter avec plus de précision la distribution de pression dans des films lubrifiants de géométries variées, notamment en présence de courbure du film.

L'équation de Reynolds, étant une équation aux dérivées partielles, occupe une place centrale dans la théorie de la lubrification. Elle permet de modéliser la pression développée dans le film de fluide en mouvement entre deux surfaces, comme dans le cas des paliers lisses. En raison de la complexité mathématique de cette équation, il est impératif de recourir à des méthodes numériques adaptées pour obtenir des solutions précises et fiables.

L'expression générale de l'équation de Reynolds est donnée par

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(h \frac{U_2 - U_1}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h \frac{V_2 - V_1}{2} \right) + \frac{\partial h}{\partial t}$$

- P est la pression du film fluide
- h est l'épaisseur du film
- x et y sont la longueur et la largeur du palier
- μ est la viscosité du fluide
- U2 et U1 sont les vitesses dans la direction x
- V2 et V1 sont les vitesses dans la direction y

Pour Réduire le nombre de paramètres on utilise la forme adimensionnelle de l'équation de Reynolds qui offre plusieurs avantages pratiques et théoriques, notamment pour l'analyse et la conception des systèmes de lubrification mettant à l'échelle les variables, vous convertissez l'équation en une forme avec moins de paramètres indépendants, réduisant souvent la complexité et permettant des études paramétriques plus faciles

Les dimensions sont représentées comme suit :

$$x_{bar} = \frac{x}{X} \quad y_{bar} = \frac{y}{Y} \quad h_{bar} = \frac{h}{H} \quad p_{bar} = \frac{p}{P} \quad t_{bar} = \frac{tU}{H}$$

Où : X, Y et H représentent respectivement la longueur, la largeur et l'épaisseur du film pour simplifier l'équation on applique de cette équation les hypothèses suivantes :

- Viscosité constante
- Écoulement incompressible
- Fluide newtonien
- Absence de glissement à l'interface liquide-solide
- Gradient de pression négligeable dans le sens de l'épaisseur du film
- Termes d'inertie négligeables
- Absence de vitesse tangentielle relative dans la direction y

L'équation devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\mu \frac{\partial}{\partial x} \left(h \frac{U_2}{2} \right) + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}$$

On remplace les dimension $x_{bar} y_{bar} h_{bar}$ dans l'équation précédent :

$$\frac{\partial}{\partial (\bar{x}X)} \left((\bar{h}C)^3 \frac{\partial p}{\partial (\bar{x}X)} \right) + \frac{\partial}{\partial (\bar{y}Y)} \left((\bar{h}C)^3 \frac{\partial p}{\partial (\bar{y}Y)} \right) = 12\mu \frac{\partial}{\partial (\bar{x}X)} \left(\frac{\bar{h}C(U_2)}{2} \right) + 12\mu \frac{\partial \bar{h}C}{\partial t}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial (x_{bar}X)} \left((h_{bar}H)^3 \frac{\partial p}{\partial (x_{bar}X)} \right) + \frac{\partial}{\partial (y_{bar}Y)} \left((h_{bar}H)^3 \frac{\partial p}{\partial (y_{bar}Y)} \right) \\ = 12\mu \frac{\partial}{\partial x_{bar}X} \left(h_{bar}H \frac{U_2}{2} \right) + 12\mu \frac{\partial h_{bar}H}{\partial t} \end{aligned}$$

Maintenant, divisez les deux côtés par une échelle de pression caractéristique ($6\mu U$) pour obtenir des coefficients sans dimension l'équation devient :

$$\frac{H^3}{6\mu UX^2} \frac{\partial}{\partial(x_{bar})} \left(h_{bar}^3 \frac{\partial p}{\partial(x_{bar})} \right) + \frac{H^3 X^2}{6\mu UX^2 Y^2} \frac{\partial}{\partial(y_{bar})} \left(h_{bar}^3 \frac{\partial p}{\partial(y_{bar})} \right) = \frac{H}{X} \frac{\partial h_{bar}}{\partial(x_{bar})} + 2 \frac{H}{U} \frac{\partial h_{bar}}{\partial(t)}$$

On pose : $p_{bar} = \frac{W^3 P}{6\mu UX^2}$

L'équation deviennent :

$$\frac{\partial}{\partial(x_{bar})} \left(h_{bar}^3 \frac{\partial p_{bar}}{\partial(x_{bar})} \right) + \frac{X^2}{Y^2} \frac{\partial}{\partial(y_{bar})} \left(h_{bar}^3 \frac{\partial p_{bar}}{\partial(y_{bar})} \right) = \frac{H}{X} \frac{\partial h_{bar}}{\partial(x_{bar})}$$

L'équation peut être résolue par des méthodes numériques telles que la méthode des différences finies. le domaine de solution est discrétisé en m nœuds dans la direction x et n nœuds dans la direction y.

$$\left(\frac{h_{bar_{i+0.5,j}}^3 p_{bar_{i+1,j}} + h_{bar_{i-0.5,j}}^3 p_{bar_{i-1,j}} - (h_{bar_{i+0.5,j}}^3 + h_{bar_{i-0.5,j}}^3) p_{bar_{i,j}}}{\Delta x_{bar}^2} + \frac{h_{bar_{i,j+0.5}}^3 p_{bar_{i,j+1}} + (h_{bar_{i,j-0.5}})^3 p_{bar_{i,j-1}} + (h_{bar_{i,j+0.5}}^3 + h_{bar_{i,j-0.5}}^3) p_{bar_{i,j}}}{\Delta y_{bar}^2} \right) = \frac{h_{bar_{i+1,j}} - h_{bar_{i-1,j}}}{2\Delta x_{bar}}$$

$$p_{bar_{i,j}} = \left(\frac{h_{bar_{i+0.5,j}}^3}{h_{bar_{i+0.5,j}} + h_{bar_{i-0.5,j}} + 2 \frac{X^2 \Delta x_{bar}^2}{Y^2 \Delta y_{bar}^2} h_{bar_{i,j}}^3} p_{bar_{i+1,j}} + \frac{h_{bar_{i-0.5,j}}^3}{h_{bar_{i+0.5,j}} + h_{bar_{i-0.5,j}} + 2 \frac{X^2 \Delta x_{bar}^2}{Y^2 \Delta y_{bar}^2} h_{bar_{i,j}}^3} p_{bar_{i-1,j}} + \frac{\frac{X^2 \Delta x_{bar}^2}{Y^2 \Delta y_{bar}^2} h_{bar_{i,j}}^3}{h_{bar_{i+0.5,j}} + h_{bar_{i-0.5,j}} + 2 \frac{X^2 \Delta x_{bar}^2}{Y^2 \Delta y_{bar}^2} h_{bar_{i,j}}^3} (p_{bar_{i,j+1}} + p_{bar_{i,j-1}}) - \frac{\Delta x_{bar} H}{2X} \frac{(h_{bar_{i+1,j}} h_{bar_{i-1,j}})}{h_{bar_{i+0.5,j}} + h_{bar_{i-0.5,j}} + 2 \frac{X^2 \Delta x_{bar}^2}{Y^2 \Delta y_{bar}^2} h_{bar_{i,j}}^3} \right)$$

Méthode de Résolution Itérative : Initialement, toutes les pressions nodales sont fixées à une condition de départ : $p_{bar_{i,j}}=0$. Étant donné que la majorité des pressions nodales sont inconnues, une boucle itérative est mise en place pour résoudre le système.

Les itérations se poursuivent jusqu'à ce qu'un **critère de convergence** soit satisfait. Pour cela, une **erreur** est définie afin d'évaluer la variation des pressions entre deux itérations successives. Si cette erreur est maintenue en dessous d'un seuil suffisamment faible, la convergence est considérée comme atteinte, et la solution est jugée satisfaisante.

Les éléments	Pmax (*10 ⁵ pa)
1	1.09
2	1.95
3	2.30
4	3.30
5	3.38
6	3.38

Tableau 4 : Qualité du maillage et Convergence des simulations

N(tr/min)	Pmax (*10 ⁵ pa)
1500	1.97
3000	3.46
4500	4.47
6000	6.26

Tableau 5 : Variation de la pression en fonction de la vitesse de rotation

ϵ	Pmax (*10 ⁵ pa) ansys	Pmax (*10 ⁵ pa) matlab
0.16	1.80	1.85
0.2	2.54	2.7
0.26	3.46	3.64
0.34	4.59	4.74

Tableau 3 : Variation de la pression en fonction de l'excentricité relative

μ (Pa.s)	Pmax (*10 ⁵ pa) ansys	Pmax (*10 ⁵ pa) matlab
0.0145	1.93	1.95
0.0201	2.40	2.50
0.0282	3.46	3.76
0.0431	4.99	5.97

Tableau 6 : Variation de la pression en fonction de la viscosité

C	Pmax (*10 ⁵ pa) ansys
0.25	7.82
0.5	3.46
0.75	1.73
1	1.27

Tableau 7 : Variation de la pression en fonction de jeu radial

Palim (*10 ⁵ pa)	Pmax (*10 ⁵ pa)
0.4	3.13
0.6	3.24
0.8	3.36
1.01325	3.46

Tableau 8 : Variation de la pression en fonction de pression d'alimentation

C	ε	W	Fe	Angle φ	H _{min}
0.5	0.16	0.0890	78.3333	76.9428	0.8400
	0.2	0.1142	78.7557	74.4464	0.8000
	0.26	0.1561	78.8311	70.6848	0.7400
	0.34	0.2846	82.4027	61.7844	0.6000
0.25	0.26	0.1567	79.8316	70.6831	0.7400
0.75	0.26	0.1555	77.9115	70.6865	0.7400
1	0.26	0.1550	76.9111	70.6882	0.7400

Tableau 9 : Variation des paramètres en fonction de jeu radial et L'excentricité relative