

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 : Assemblages Soudés et Matériaux-ASM

Par : MESSAOUDI Tahar

Sujet

Analyse numérique de l'effet de la géométrie sur les caractéristiques dynamiques des paliers

Soutenu publiquement, le 08 / 10 / 2025 , devant le jury composé de :

Mr BELALIA Sid Ahmed
Mr GUEZZEN Samir
Mr AMIRAT Mohamed
Mr NEHARI Taieb

Pr
MCB
Pr
Pr

Université de Tlemcen
Université de Tlemcen
Université de Tlemcen
Université de Tlemcen

Président
Examineur
Encadreur
Co-Encadreur

Année universitaire : 2024 /2025

DEDICACES

Merci à Dieu Tout-Puissant de m'avoir donné la force, la patience et la volonté pour accomplir ce travail.

À ma chère mère, symbole de sagesse, de patience et de tendresse, qui n'a cessé de prier pour moi et dont les sacrifices resteront à jamais gravés dans ma mémoire. Je lui dois mon amour, ma gratitude et ma reconnaissance.

- ☉ À mon exemple de vie mon très cher père pour son sacrifice, et encouragement durant toute période de mes études.*
- ☉ À mon chère frère et mes chères sœurs.*
- ☉ À tous les membres de la famille grand et petit.*
- ☉ À tous mes amis pour leurs soutient et encouragements, spécialement pour : Mustapha, Abdelhadi, Nourredine.*
- ☉ À l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique, Mr le chef département et spécialement à mon encadreur, Mr. Amirat, et à Mr. Cherif.*
- ☉ Et À toute ma promotion de l'université et en particulier ceux d'ASM tous les autres chacun à son nom.*

- ☉ À Tous Ceux que j'aime et je respecte.*

TAHAR

ABSTRACT

This thesis focuses on the analysis, modeling, and optimization of the dynamic behavior of hydrodynamic bearings in rotating machinery. The main objective is to enhance their reliability and performance by improving operational stability.

Following a bibliographic review on bearing types and the fundamentals of hydrodynamic lubrication, the theoretical framework is based on Reynolds' equation under laminar flow conditions. Numerical modeling using ANSYS Fluent was carried out to simulate pressure distribution in the lubricant film and to investigate the influence of key parameters such as radial clearance, eccentricity, viscosity, and rotational speed.

The results highlight the critical role of the lubricant film in ensuring stability and demonstrate the importance of selecting appropriate operating conditions to improve the lifetime and reliability of rotating machinery.

Keywords: Hydrodynamic bearing, Rotating machinery, Lubrication, Numerical simulation.

Résumé

Ce mémoire porte sur l'analyse, la modélisation et l'optimisation du comportement dynamique des paliers hydrodynamiques dans les machines tournantes. L'objectif principal est d'améliorer leur fiabilité et leurs performances en renforçant la stabilité de fonctionnement.

À la suite d'une revue bibliographique sur les types de paliers et les fondements de la lubrification hydrodynamique, le cadre théorique s'appuie sur l'équation de Reynolds en régime d'écoulement laminaire. Une modélisation numérique a été réalisée sous ANSYS Fluent afin de simuler la distribution de la pression dans le film lubrifiant et d'étudier l'influence de paramètres clés tels que le jeu radial, l'excentricité, la viscosité et la vitesse de rotation.

Les résultats obtenus mettent en évidence le rôle essentiel du film lubrifiant dans la stabilité du système et démontrent l'importance du choix des conditions de fonctionnement pour améliorer la durée de vie et la fiabilité des machines tournantes.

Mots clés : Palier hydrodynamique, Machines tournantes, Lubrification, Simulation numérique.

ملخص

يتناول هذا البحث تحليل، نمذجة وتحسين السلوك الديناميكي للمحامل الهيدروديناميكية في الآلات الدوّارة. الهدف الرئيسي هو تعزيز موثوقيتها وأدائها من خلال تحسين استقرار التشغيل. بعد مراجعة أدبية لأنواع المحامل وأساسيات التزبييت الهيدروديناميكي، تم الاعتماد على معادلة رينولدز في نظام الجريان الصفائحي كإطار نظري. وقد أُجريت نمذجة عددية باستخدام برنامج ANSYS Fluent لمحاكاة توزيع الضغط في طبقة المائع المزلق ودراسة تأثير بعض المعاملات الأساسية مثل الخلوّص الشعاعي، اللامركزية، اللزوجة وسرعة الدوران. أظهرت النتائج الدور الحاسم لطبقة المائع المزلق في ضمان الاستقرار، كما بيّنت أهمية اختيار ظروف التشغيل المناسبة من أجل تحسين عمر الخدمة وموثوقية الآلات الدوّارة.

الكلمات المفتاحية: 1) لمحلل الهيدروديناميكي, الآلات الدوّارة , التزبييت, المحاكاة العددية.

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre I : Etude bibliographique succincte sur les paliers tribologique	
I.1. Introduction.....	3
I.2. Différentes classes de supports.....	3
I.2.1. Paliers de roulements.....	3
a. Avantage.....	3
b. Inconvénients.....	3
I.2.2. Paliers secs.....	4
I.2.3. Paliers poreux.....	5
a. Avantages	5
b. Inconvénients.....	5
I.2.4. Paliers magnétiques.....	6
a. Avantages.....	6
b. Inconvénients.....	6
I.2.5. Paliers et butées fluides.....	7
I.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques.....	7
I.2.5.2. Butées hydrodynamiques.....	7
I.2.5.3. Paliers hydrodynamiques.....	8
a. Paliers à géométrie fixe.....	8
a.1. Paliers cylindriques.....	8
a.2. Palier à arc partiel.....	10
a.3. Paliers multilobés.....	10
b. Paliers à géométrie variable.....	12
b. 1. Paliers à patins oscillants.....	12
I.2.5.4. Paliers à films amortisseurs (Squeeze Film Damper Bearings).....	14
I.2.5.5. Paliers et butées hydrostatiques.....	15
I.2.5.6. Paliers hydrostatiques.....	16
a. Avantages et inconvénients des systèmes hydrostatiques	16
I.2.5.7. Paliers et butées hybrides.....	17
I.3. Défaillances et défauts dans les paliers hydrodynamiques.....	18
I.4. Conclusion.....	20

Chapitre II : Etude sur la lubrification Des paliers Hydrodynamique

II.1. Introduction.....	22
II.2. Lois générales de la lubrification hydrodynamique pour un fluide newtonien.....	23
II.3. Equations de mouvement d'un fluide newtonien.....	24
II.4. Calcul des différents paramètres dans le contact.....	28
II.5. Application au palier lisse cylindrique hydrodynamique.....	29
II.5.1. Hauteur de film de lubrification.....	32
II.5.2. Conditions aux limites.....	32
II. 5.2.a. Conditions de Sommerfeld.....	33
II.5.2.b. Conditions de Gümbel.....	34
II.5.2.c. Conditions de Reynolds ou de Swift-Stieber.....	34
II.6. Ecriture de l'équation de Reynolds en variables sans dimension.....	35
II.7. Conclusion.....	36

Chapitre III : Présentation et exploitation du logiciel ANSYS Workbench 19.2

III.1. Introduction.....	38
III.2. Présentation du logiciel ANSYS.....	38
III.2.1. Définition du logiciel.....	38
III.2.2. Aspects techniques.....	39
III.2.2.1. Principaux produits.....	39
III.2.3. Environnements logiciels.....	40
III.3. Méthode de calcul.....	41
III.3.1. Présentation du logiciel Fluent 19.0.....	41
III.3.1.1. Menu principal du logiciel ANSYS Workbench.....	43
III.3.1.2. Module de création géométrique.....	43
III.3.1.3. Maillage.....	45
III.3.1.4. Configuration.....	46
III.3.1.5. Résultat (CFX- post)	51
III.3.1.6. Solution (Fluent-Solver)	51
III.4 Conditions de simulation.....	52
III.4.1. Les variables de l'expérimentation.....	52
III.5. Conclusion.....	53

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1. Introduction.....	55
IV.2. Influence des paramètres physiques et mécaniques sur la pression dans le film lubrifiant.....	55
IV.2.1. Effet du jeu radial.....	55
IV.2.2. Effet de la viscosité.....	57
IV.2.3. Effet de l'excentricité.....	59
IV.2.4. Effet de la vitesse de rotation.....	61
IV.2.5. Effet de pression d'alimentation (P _{alim}).....	63
IV.3. Validation des Résultats Numériques.....	66
IV.3.1. Validation par rapport à la viscosité du lubrifiant (μ).....	66
IV.3.2. Validation par rapport à la vitesse de rotation (N).....	67
IV.3.3. Validation par rapport au jeu radial (C).....	68
IV.3.4. Validation par rapport à l'excentricité relative (ϵ).....	69
IV.3.5. Validation par rapport à la pression d'alimentation (P _{alim}).....	70
IV.4. Conclusion.....	71
Conclusion générale.....	73
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	74

Nomenclature

- a_n : Coefficients de série de Fourier
 b_n : Coefficients de série de Fourier
 a : demi-grand axe de l'ellipse (mm)
 b : demi petit axe de l'ellipse (mm)
 C : jeu radial du palier (mm)
 C_{ij} : Coefficients d'amortissement du palier ($N.m^{-1}$)
 D : diamètre du palier (mm)
 d : degrés de désalignement
 e : excentricité du palier (mm)
 e_b : excentricité du balourd (mm)
 f_0 : fréquence fondamentale
 f_i : les forces massiques extérieures
 F_x, F_y : composantes de la portance hydrodynamiques (N)
 h : épaisseur du film d'huile (mm)
 K_{ij} : coefficients de raideur du palier ($N.m^{-1}$)
 L : longueur du palier (mm)
 m : masse de l'arbre (kg)
 \bar{m} : masse adimensionné
 M : le nombre de mailles suivant θ
 N : le nombre de mailles suivant \bar{z}
 O_a : centre de l'arbre
 O_c : centre du coussinet
 P : pression du film lubrifiant (Pa)
 Q_j : Le débit
 R_c : rayon du coussinet (mm)
 R_a : rayon d'arbre
 \vec{W} : la direction de la charge
 $s(t)$: fonction périodique
 t : temps (s)
 T_0 : période
 O_i : centre de courbure

R_L : rayon de courbure R_L
 β_i : amplitude circonférentielle
 \overline{W}_0 : charge statique extérieure
 \overline{Ox} : direction fixe arbitraire
 C_L : jeu radial d'usinage
 C_b : jeu radial d'assemblage
 u_i : les composants de la vitesse
 U_1, U_2 : Vitesse de surface selon x
 V_2 : Vitesse de surface selon y
 W_1, W_2 : Vitesse de surface selon z
 W : poids du rotor affecte au palier (N)
 x, y : coordonnées du centre de l'arbre (m)
 X, Y : coordonnée adimensionnées
 \dot{x}, \dot{y} : composantes de la vitesse du centre de l'arbre (m/s)
 \ddot{x}, \ddot{y} : composante de l'accélération du centre de l'arbre (m/s²)
 \dot{X}, \dot{Y} : composantes de la vitesse adimensionnées
 \ddot{X}, \ddot{Y} : composantes de l'accélération adimensionnées
 $X(f)$: transformée de Fourier
 $x(t)$: signal temporel
 $x(f)$: signal fréquentiel
 Z_{ij} : les impédances complexes
 z : coordonnées axiale du palier mesurée a partir de la section médiane (m)
 ε : excentricité relative
 φ : angle de déphasage entre le vecteur balourd et le vecteur déplacement (rad)
 θ : position angulaire d'un point de la surface du coussinet (rad)
 ω : vitesse angulaire de l'arbre (rad.S⁻¹)
 ω_c : vitesse critique
 σ_{ij} : le tenseur des contraintes
 λ : coefficients de viscosité de Navier
 ρ : masse volumique
 τ_{xy} : contraintes de cisaillement selon dans le plan xy
 τ_{yx} : contraintes de cisaillement selon dans le plan yz
 μ : viscosite dynamique

Ψ_s : abscisse de rupture du film d'huile

$\Delta\theta$ et $\Delta\bar{Z}$: sont respectivement les pas du maillage dans les directions circonférentielle et axiale.

Ω : le facteur de sur-relaxation

δ : le mesalignement relatif,

β : l'angle de mesalignement,

δ_m : Represente la valeur maximale de δ

α_i : coefficients d'asymétrie

Liste des figures

Figure I.1 : Paliers avec roulement en acier, inox et plastique	4
Figure I.2 : Palier lisse sec.....	4
Figure I.3 : Coupe schématique d'un palier poreux.....	5
Figure I.4 : Principe de fonctionnement d'un palier magnétique.....	6
Figure I.5 : Butée double effet.....	7
Figure I.6 : Butée simple effet.....	7
Figure I.7 : Schémas d'un palier lisse cylindrique.....	8
Figure I.8 : Section droite d'un palier lisse.....	9
Figure I.9 : Phases de travail d'un palier lisse.....	9
Figure I.10 : Schématisation d'un palier à arc partiel.....	10
Figure I.11 : Schématisation d'un palier à trois lobes.....	11
Figure I.12 : Photographie d'un palier à quatre patins oscillants.....	12
Figure I.13 : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants.....	14
Figure I.14 : Schéma du principe d'un palier à film amortisseur (SFD).....	15
Figure I.15 : Palier hydrostatique à six alvéoles.....	16
Figure I.16 : Palier hydrostatique à alvéoles découplées et non découplées.....	17
Figure I.17 : Schéma d'un palier hydrostatique à trois alvéoles découplées.....	18
Figure II.1 : Schéma du contact lubrifié.....	22
Figure II.2 : Cylindre en rotation.....	27
Figure II.3 : Repère cartésien	30
Figure II.4 : Palier développé.....	30
Figure II.5 : Schématisation d'un palier lisse.....	31
Figure II.6 : Conditions de Sommerfeld.....	33

Figure II.7: Conditions de Gumbel.....	34
Figure II.8: Conditions de Reynolds.....	35
Figure III.1: présentation du logiciel ANSYS.....	38
Figure III.2: Les modules principaux du Fleunt-19.0.....	42
Figure III.3: Ouvrir l'analyse mécanique des fluides.....	43
Figure.III.4: Interface graphique du module géométrie.....	44
Figure III.5: les conditions aux limites.....	45
Figure III.6 : Interface graphique du module meching.....	46
Figure III.7: Zoom de l'Interface graphique du module meching.....	47
Figure III.8: Interface graphique du module Fluent-pré.....	47
Figure III.9: Insertion du lubrifiant.....	47
Figure III.10: Création d'un domaine fluide.....	48
Figure III.11: Création des conditions aux limites Wall-moving.....	49
Figure III.12: Création des conditions aux limites wall-static.....	49
Figure III.13: Création de la condition aux limites inlet.....	50
Figure III.14: Création de la condition aux limites Outlet.....	50
Figure III.15: Interface graphique du module Fluent-Post.....	51
Figure IV.1: Distribution de la pression en fonction de Jeu radial.....	56
Figure IV.2: Impact du jeu radial sur le profil de pression.....	57
Figure IV.3: Distribution de la pression en fonction de la viscosité.....	58
Figure IV.4 : Influence de la viscosité sur le profil de pression.....	59
Figure IV.5: Distribution de la pression en fonction de l'excentricité relative.....	60
Figure IV.6: Influence de l'excentricité relative sur l'évolution de la pression.....	61
Figure IV.7: Distribution de la pression en fonction de la vitesse de rotation.....	62

Figure IV.8: Influence de la vitesse de rotation sur la variation de la pression.....	63
Figure IV.9: Distribution de la pression en fonction de la pression d'alimentation....	64
Figure IV.10: Influence de la pression sous l'effet de la pression d'alimentation.....	65
Figure IV.11: P_max en fonction de μ – Simulation vs Référence.....	66
Figure IV.12: P_max en fonction de N – Simulation vs Référence.....	67
Figure IV.13: P_max en fonction de C – Simulation vs Référence.....	68
Figure IV.14: max en fonction de ε – Simulation vs Référence.....	69
Figure IV.15: P_max en fonction de P_alim – Simulation vs Référence.....	70

Introduction Générale

Au cours des dernières décennies, la recherche de performance, de fiabilité et d'efficacité s'est imposée comme un enjeu essentiel dans la conception des machines tournantes. Parmi leurs composants clés, les paliers hydrodynamiques occupent une place déterminante : ils assurent le guidage et le support des rotors grâce à un film lubrifiant capable de supporter des charges élevées tout en réduisant les frottements. Toutefois, le comportement de ce film reste complexe et dépend fortement de plusieurs paramètres, d'où la nécessité d'analyses numériques et théoriques approfondies, associées à une validation rigoureuse des résultats obtenus.

Le premier chapitre est consacré à une revue bibliographique. Il présente les différents types de paliers utilisés dans les machines tournantes, rappelle les fondements de la lubrification hydrodynamique et expose les paramètres principaux influençant leur fonctionnement.

Le deuxième chapitre traite du cadre théorique. Il détaille les hypothèses retenues, les modèles physiques et les équations de base, notamment l'équation de Reynolds en régime laminaire, ainsi que les conditions aux limites nécessaires à la modélisation du film lubrifiant.

Le troisième chapitre est dédié à la méthodologie numérique. Il décrit le recours au logiciel ANSYS Fluent pour simuler la répartition de la pression dans le film d'huile, en précisant la géométrie du palier étudié, le maillage, les conditions aux limites et les paramètres de calcul.

Le quatrième chapitre regroupe les résultats et leur analyse. Il met en évidence l'influence de paramètres tels que le jeu radial, l'excentricité, la vitesse de rotation, la viscosité et la pression d'alimentation sur la pression maximale. Une étape importante de validation est ensuite menée en confrontant les résultats de simulation aux lois théoriques (équation de Reynolds, wedge scaling) et aux travaux de la littérature.

Ce mémoire s'inscrit ainsi dans une démarche globale d'analyse, de modélisation numérique et de validation des résultats appliqués aux paliers hydrodynamiques, avec pour finalité l'amélioration de la stabilité, de la fiabilité et des performances des machines tournantes.

**Chapitre I: Etude
bibliographique succincte sur
Les paliers tribologiques**

I.I. Introduction

Tous les systèmes mécaniques, tels que les machines tournantes, les turbines, les moteurs, etc. comportent plus ou moins des paliers fluides. Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission, le choix d'un type de palier fluide est une décision qui doit être prise dans la première phase du processus de conception des machines. Dans la pratique, les principaux supports sont :

- paliers de roulements ;
- paliers secs ;
- paliers poreux ;
- paliers magnétiques ;
- paliers et butées fluides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride). etc.

L'objectif essentiel de ce chapitre est de présenter une bibliographie succincte les différents paliers fluides utilisés pour le guidage des lignes d'arbres des machines tournantes.

I.2. Différentes classes de supports

I.2.1. Paliers de roulements

Dans un palier à roulements le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacée par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux et aiguilles) ce qui permet de supporter des charges plus fortes tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage (figure I.1). [1]

Les avantages et inconvénients des paliers à roulements sont :

a. *Avantage:*

- installation simple et facile à remplacer ;
- durée de vie prévisible ;
- possibilité de graissage à vie ;
- possibilité de supporter des charges combinées ;
- faible coût ;
- supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification ;
- assurent un meilleur alignement radial et axial ;
- pas de phénomène de fouettement;
- présentent un faible couple au démarrage même à basse température.

b. *Inconvénients:*

- problèmes de fatigue plus importants ;
- faible capacité d'amortissement ;
- encombrement radial important ;

- génération de bruits ;
- fréquence de rotation limitée ;
- diamètre nominal limitée.



Figure I.1 : Paliers avec roulement en acier, inox et plastique

I.2.2. Paliers secs

Ces paliers sont généralement constitués d'une matrice (résine, métal, carbone) imprégnée de graphite. Ils fonctionnent sans nécessiter de lubrification externe (voir figure I.2). Le contact en absence de lubrifiant, ou frottement à sec, peut être particulièrement néfaste pour les composants concernés, car la chaleur générée risque de provoquer une fusion partielle des surfaces en contact, entraînant un grippage. Par conséquent, ces paliers sont principalement utilisés dans des systèmes à usage occasionnel, ou à faible vitesse et charge. Ils sont également recommandés dans les cas où il est impossible d'assurer la présence et la conservation d'un film lubrifiant, comme dans le vide spatial. [1]



Figure I.2 : Palier lisse sec

I.2.3. Paliers poreux

Les paliers à coussinet poreux sont qualifiés d'autolubrifiants, car c'est le coussinet lui-même qui imprègne et stocke l'huile, agissant ainsi comme un réservoir de lubrifiant (voir figure I.3). La couche auto-lubrifiée est formée par une poudre frittée à haute température, composée de matériaux tels que le bronze, le fer ou le cuivre. Ces paliers possèdent des pores remplis d'huile, représentant entre 16 % et 36 % du volume total. Dans ce type de palier, l'huile circule à la fois dans le jeu, de manière circumférentielle et axiale, ainsi que dans le coussinet, se déplaçant de la zone à haute pression vers celle à basse pression (figure I.3). L'huile traverse la surface interne du coussinet, passant du film lubrifiant vers le coussinet dans les zones de haute pression, puis du coussinet vers le film dans les zones de basse pression.

L'emploi de ces paliers est cependant limité par la température de fonctionnement. Voici les principaux avantages et inconvénients associés à ce type de palier :

a. Avantage :

- l'absence de l'alimentation du lubrifiant permet d'avoir un montage simple;
- faible cout de fabrication du coussinet.

b. Inconvénient :

- ils ne supportent pas les grandes vitesses et les grandes charges;
- un couple de démarrage faible;
- ils nécessitent un grand couple au démarrage a des basses températures.

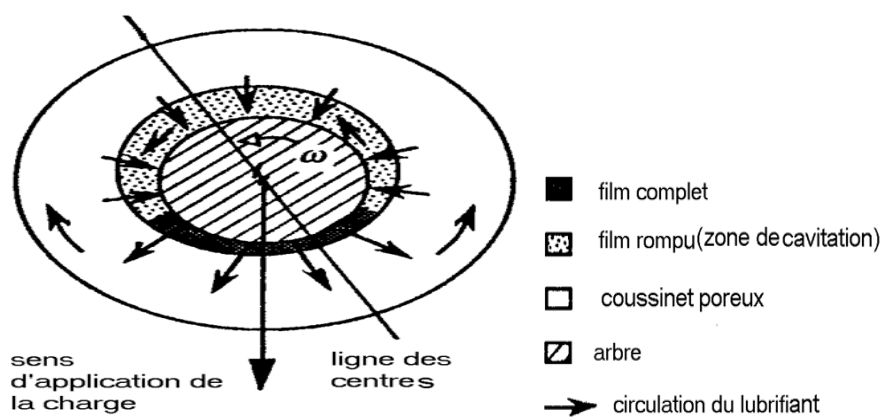


Figure I.3: Coupe schématique d'un palier poreux

I.2.4. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques permettent d'éliminer tout contact direct entre l'arbre et le bâti, supprimant ainsi la nécessité de lubrifiants et les problèmes liés au frottement (voir figure I.4). Ils offrent une grande précision de guidage et peuvent fonctionner en milieu vide, tout en supportant une large plage de températures allant de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $450\text{ }^{\circ}\text{C}$, avec une dissipation d'énergie mécanique quasiment nulle.

Bien que leur utilisation ne soit pas encore généralisée, ces paliers sont adaptés aux situations où l'emploi d'un fluide lubrifiant n'est pas envisageable, notamment lorsque les pressions diamétrales sont faibles et les vitesses de rotation très élevées, pouvant atteindre jusqu'à $50\ 000\text{ tr/min}$.

Voici un aperçu des principaux avantages et inconvénients associés à ce type de palier :

a. *Avantage :*

- grande rigidité statique ;
- rigidité dynamique réglable permettant d'influencer la vitesse critique du roto;
- amortissement élevé utile pour éviter certains phénomènes d'instabilité ;
- position de l'axe de rotation réglable (*position nominale*);
- diagnostic permanent de la machine en fonctionnement ;
- réduction importante des pertes.

b. *Inconvénient:*

- mise en œuvre coûteuse ;
- nécessite d'un système électronique.

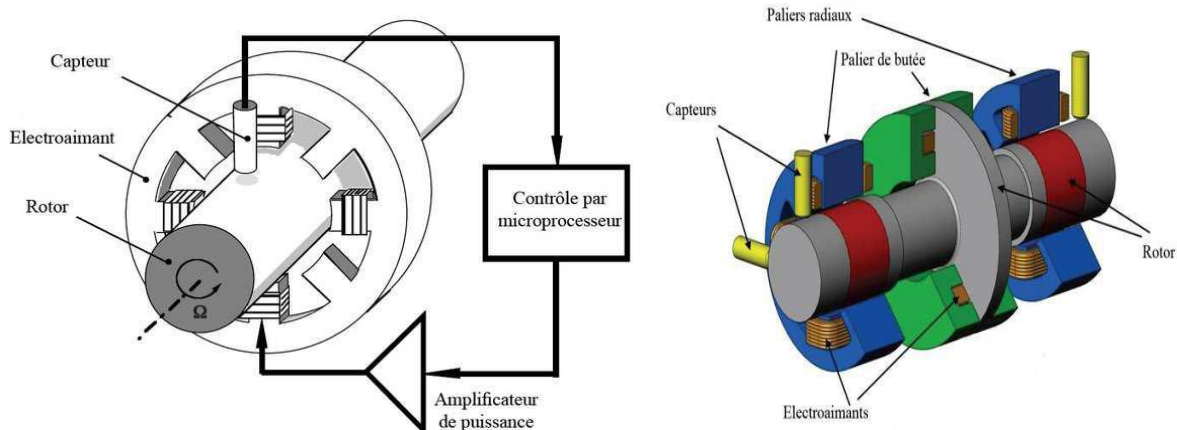


Figure I.4 : Principe de fonctionnement d'un palier magnétique

I.2.5. Paliers et butées fluides

On distingue deux principales catégories de paliers et butées fluides : les paliers et butées hydrodynamiques, où la portance est générée par la forme du film lubrifiant et le mouvement relatif des surfaces, et les paliers et butées hydrostatiques, dans lesquels la portance provient principalement d'une source externe de fluide sous pression. [1]

I.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques

Dans ce type de palier, un fluide visqueux assure une séparation complète entre les surfaces en contact. Ce fluide peut être un liquide quasi incompressible ou un gaz compressible. La pression au sein du film lubrifiant est générée par le mouvement relatif des surfaces ainsi que par la configuration géométrique de leur contact.

I.2.5.2. Butées hydrodynamiques

Les butées hydrodynamiques sont utilisées pour supporter des charges axiales et immobiliser en translation les rotors des machines tournantes. L'axe du rotor peut être soit vertical, soit horizontal et cette position joue un rôle significatif dans la conception de la butée. Pour un rotor horizontal, on utilise généralement une butée à double effet telle que schématisée sur la figure I.5, lorsque la charge axiale a une direction déterminée la contre face est destinée à supporter les inversions transitoires de charge, chaque butée est alors dimensionnée différemment en fonction de son rôle.

Pour un rotor vertical, la charge est généralement due au poids, on utilise une butée à simple effet (figure I.6). La génération d'une pression hydrodynamique impose l'effet simultané de vitesse et d'espace convergent, si ceci est automatiquement réalisé dans les paliers, dans les butées on est en général contraint de diviser le secteur circulaire en un ensemble discontinu de surfaces appelées patins. [1]

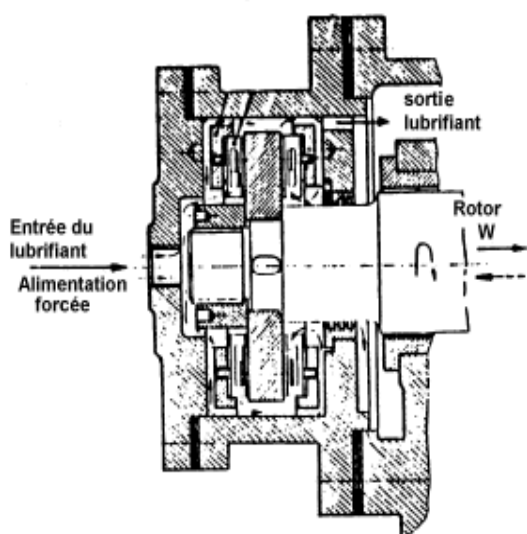


Figure I.5 : Butée double effet

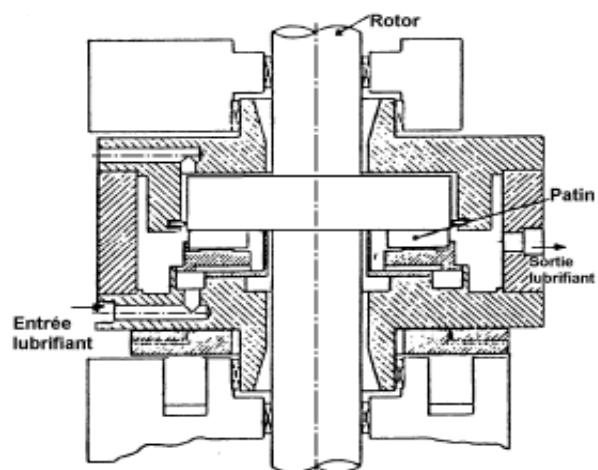


Figure I.6 : Butée simple effet

I.2.5.3. Paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques sont souvent utilisés pour supporter des charges radiales et guider des rotors de grande taille, surtout quand les conditions de fonctionnement sont difficiles, avec des charges lourdes et des vitesses de rotation élevées. Pour bien fonctionner, ces paliers doivent être conçus avec soin. On distingue deux types principaux de configurations pour les paliers hydrodynamiques :

- paliers à géométrie fixe ;
- paliers à géométrie variable.

a. Paliers à géométrie fixe

a. 1. Paliers cylindriques

Les paliers sont fréquemment utilisés, les plus simples sont constitués d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire 360°). Ces deux éléments sont totalement séparés par un film lubrifiant (figure I.7). Dans certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs,etc.

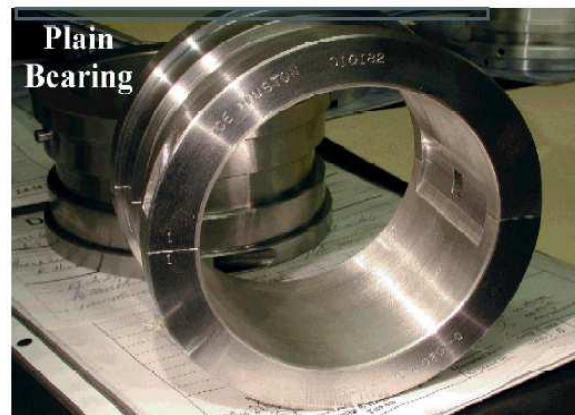


Figure I.7: Schémas d'un palier lisse cylindrique

- Caractéristiques géométriques :

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c et de longueur L (figure I.8). Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs :

- le jeu radial : $C = R_c - R_a$ (I.1)
- le jeu relatif (C / R) qui est de l'ordre de 10^{-3} ;
- le rapport de la longueur au diamètre du palier (L / R)

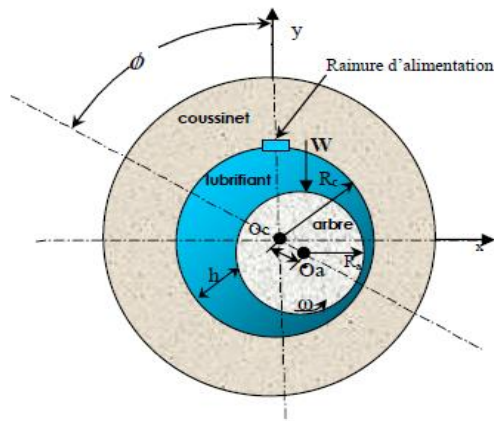


Figure I.8: Section droite d'un palier lisse

- Phases de travail d'un palier hydrodynamique :

Lors de la mise en route sous charge d'un palier hydrodynamique, on observe les trois phases représentées dans la figure I.9, les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet, tandis que \bar{W} désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

- A l'arrêt, l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance $O_a O_c$ est égale au jeu radial C (Figure I.9 (a)).

- Au démarrage l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent forme par l'arbre et le coussinet. Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge (figure I-9(c)). [1]

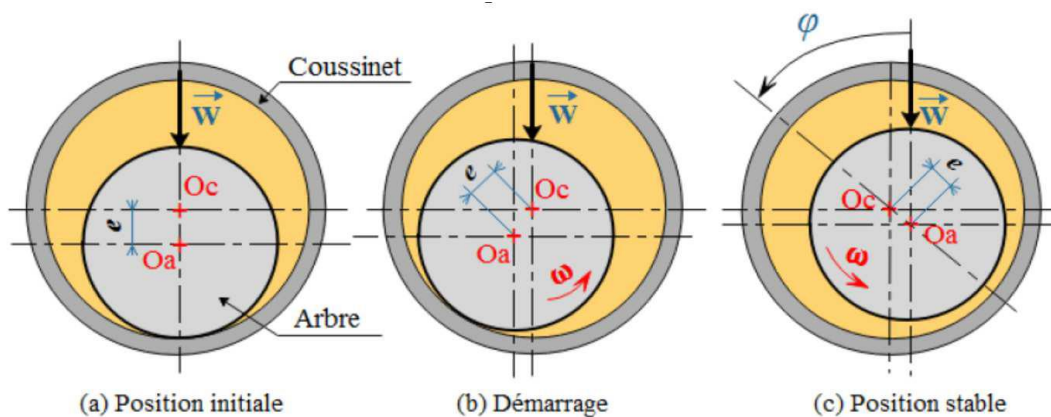


Figure I.9: Phases de travail d'un palier lisse

Deux paramètres sont nécessaires pour positionner le centre de l'arbre par rapport au centre du coussinet, on utilise habituellement la distance $O_c O_a$ appelée excentricité (e) et l'angle que fait la direction de la charge (\bar{W}) avec la ligne des centres $O_a O_c$ appelé angle de calage (φ).

a. 2. Palier à arc partiel

Le calcul de ce type de palier est similaire à celui d'un palier circulaire complet, la pression d'entrée du palier est imposée. La figure I.10 représente la section droite d'un palier à arc partiel, O_a et O indiquent respectivement le centre de l'arbre et le centre géométrique du palier, O représente aussi dans ce cas le centre de courbure de l'arc partiel ou du lobe. Comme pour le palier cylindrique, deux paramètres sont nécessaires pour repérer le centre de l'arbre O_a vis-à-vis du centre de coussinet O qui sont e et \varnothing .

Le début du lobe est repère par l'angle α_1 , et sa fin par l'angle $\alpha_2 = \alpha_1 + \beta$ ou β représente l'amplitude circonférentielle de l'arc.

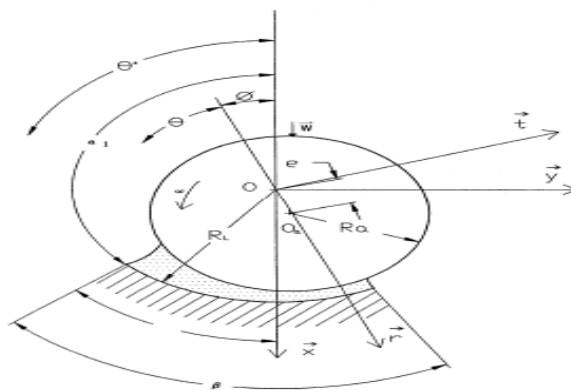


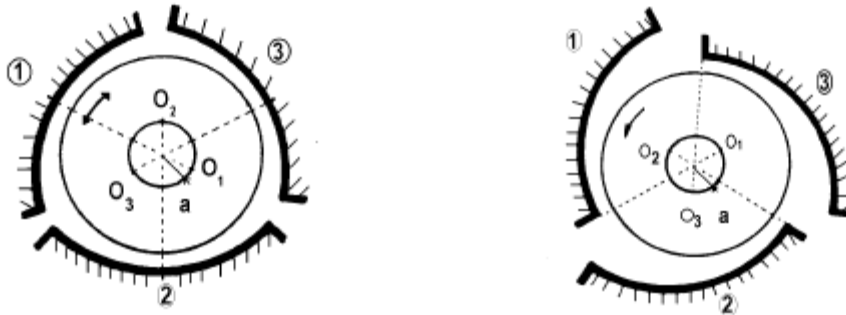
Figure I.10 : Schématisation d'un palier à arc partiel

a. 3. Paliers multilobés

La figure I.11 représente un palier à trois lobes pour deux conditions de fonctionnement différentes : positions centrée (figure I.11 (a) et I.11 (b)) et excentrée (figure I.11(c)). Le coussinet est constitué de trois lobes d'amplitude circonférentielle b_i de longueur axiale L , de rayon de courbure R_L et de centre de courbure O_i .

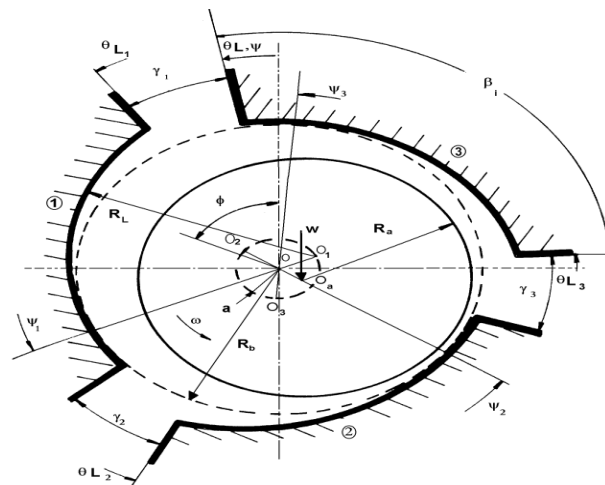
Les centres de courbure O_i des lobes sont situés sur un cercle de rayon a et de centre O , centre géométrique du palier, le palier est dit préchargé géométriquement d'une valeur a . Le rôle de cette précharge géométrique apparaît clairement sur les figures I.11.a et I.11.b en position centrée. Il existe toujours une suite d'espaces convergent divergent répartis autour de l'arbre, ce qui entraîne une succession de coins d'huile qui vont opposer une certaine résistance à tout déplacement du centre de l'arbre.

L'arbre étant en position centrée, on définit deux types de paliers a lobe selon le lieu de la ligne des centres O_iO vis-à-vis des lobes. Si cette ligne des centres est l'axe de symétrie du lobe, le palier est dit a lobes symétriques (figure I.11 (a)), dans le cas contraire il est dit a lobes asymétriques (figure I.11 (b)).



a) lobes symétriques (palier centré)

b) lobes asymétriques (palier centré)



c) Cas général : Palier excentré

Figure I.11 : Schématisation d'un palier à trois lobes

- Caractéristiques géométriques :

La caractérisation géométrique d'un palier a lobes impose la définition des grandeurs suivantes (figure I.11(c)) :

- Le nombre de lobes n ;
- Les amplitudes circonférentielle β_i et axiale L des lobes;
- Les rayons de courbure des lobes R_L , de l'arbre R_a et du cercle inscrit au coussinet R_b ;
- La précharge géométrique a qui correspond a la distance entre le centre géométrique du palier et le centre de courbure du lobe;

- La position des lobes vis-à-vis d'une direction fixe arbitraire (\vec{Ox}) (direction de la charge, par exemple) caractérisée par les coordonnées θ_{Li} et Ψ_i ou θ_{Li} positionne le début du lobe (i) et Ψ_i repère sa ligne des centres en position centrée O_iO ;
- l'amplitude circonférentielle γ_i des rainures de découplages.

La connaissance de ces grandeurs permet de définir:

- le jeu radial d'usinage : $C_L = R_L - R_a$; (I.2)

- le jeu radial d'assemblage : $C_b = R_b - R_a$; (I.3)

- le coefficient de précharge géométrique : $m = a / C_L$; (I.4)

- les coefficients d'asymétrie $a_i = (\Psi_i - \theta_{Li}) / \beta_i$ qui caractérisent le rapport de l'amplitude de la région convergente a celle du lobe.

- Si, $m = 0$, le palier n'est pas précharge, c'est un palier circulaire a n rainures axiales, tandis que la valeur $m=1$ représente le cas limite ou il y a contact permanent entre l'arbre et chacun des lobes.

- Si, $a_i = 0.5$, le lobe est symétrique.

- Si, $a_i = 1$, toute la région est convergente.

b. Paliers à géométrie variable

b. 1. Paliers à patins oscillants

Les paliers à patins oscillants sont des paliers réglables par leur mode de fonctionnement (figure I.12). Ils sont composés de n patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots.



Figure I.12 : Photographie d'un palier à quatre patins oscillants

On a schématisé sur la figure I.13 (a) un palier à trois patins oscillants non chargés.

- Caractéristiques géométriques :

Les principaux paramètres sont:

- le nombre de patins n ;
- le rayon de l'arbre R_a ;
- le rayon de cercle des pivots R_p ;
- l'amplitude angulaire β , la largeur L , le rayon de courbure R_p , la masse équivalente de chaque patin ($M = I/R_p$) ou I est le moment d'inertie du patin par rapport à son pivot ;
- la position des pivots ψ_i ;
- le jeu d'usinage du patin $C_p = R_p - R_a$; (I.5)
- le rapport a/β qui définit la position angulaire du pivot;
- la distance a qui sépare le centre géométrique du palier du centre de courbure du patin;
- le coefficient de précharge géométrique $m = a / C_p$.

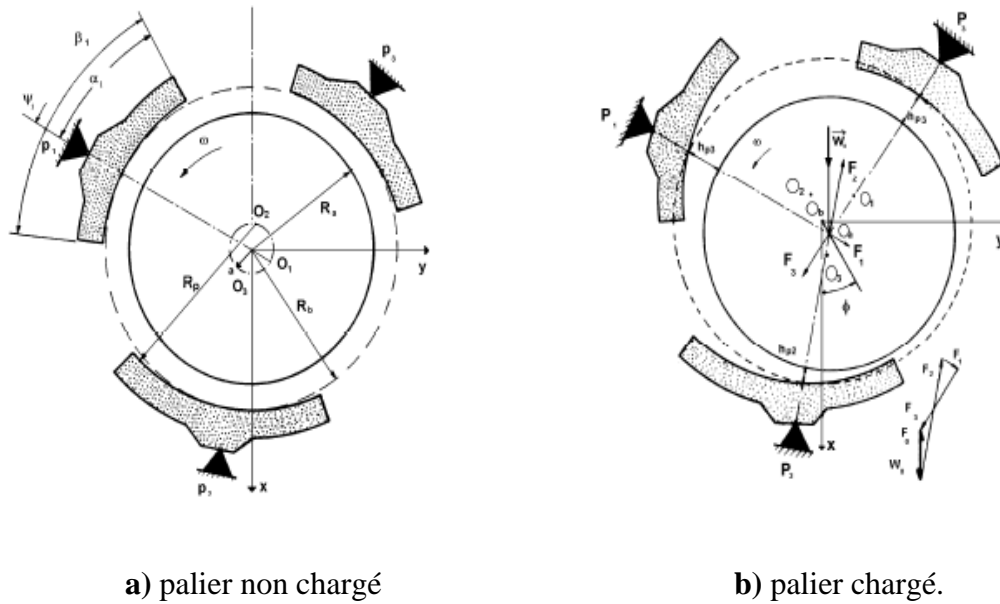
Sous charge nulle, les centres de l'arbre O_a et du palier O sont confondus (figure I.13 (a)).

Si le coefficient de précharge géométrique m est nul, il n'y a pas de génération de pression hydrodynamique. Les patins sont alors en position d'équilibre. Il y a alors un risque de contact entre l'extrémité du patin et l'arbre. Par contre, lorsque le coefficient de précharge géométrique m est différent de zéro, tous les patins sont hydrodynamiquement chargés.

Le paramètre de précharge géométrique est donc très important puisqu'il assure, comme dans le cas des paliers à géométrie fixe, une bonne rigidité du système sous charge nulle.

Lorsque le palier est chargé, l'arbre est excentré (figure I.13 (b)) et les patins tournent autour de leurs pivots et occupent alors une position d'équilibre statique telle que l'action hydrodynamique exercée sur chaque patin passe par son pivot et que la résultante de toutes les forces \vec{F}_1 soit égale et opposée à la charge statique extérieure \vec{W}_0 supportée par le palier.

En régime dynamique, les patins peuvent suivre le mouvement de l'arbre, ce qui est à l'origine de la grande stabilité de ce type de palier.



a) palier non chargé

b) palier chargé.

Figure I.13 : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants

- Mode de calcul

Le processus de calcul des caractéristiques statique et dynamique d'un palier à patins oscillants est proche de celui utilisé pour les paliers à lobes : après avoir calculé les caractéristiques de chaque patin, celles du palier complet sont déterminées par superposition, la différence est due à la mobilité en rotation des patins. Les paliers à patins identiques sont les plus fréquemment utilisés car le palier présente alors une certaine symétrie de révolution.

La charge totale \vec{W}_0 supportée par le palier est obtenue par la somme vectorielle des charges \vec{W}_i relatives à chacun des patins.

Les paliers à patins oscillants ont une très grande stabilité qui est principalement due à la présence des pivots et leur nombre qui provoque une bonne stabilité hydrodynamique. La précharge géométrique est indispensable pour assurer la stabilité d'un palier non chargé et pour rendre actif tous les patins dans le cas de précharge.

I.2.5.4. Paliers à films amortisseurs (Squeeze Film Damper Bearings)

L'idée de base de ce type de palier est de monter l'ensemble rotor-roulement à billes dans un palier fluide (figure I.14). Le guidage en rotation de l'arbre est assuré par le roulement alors que le palier fluide joue le rôle d'un amortisseur visqueux. La bague intermédiaire (fixe en rotation) permet de réduire le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier à une translation.

Deux technologies de paliers a film amortisseur peuvent être envisagées :

- montage d'un ressort en parallèle avec le film amortisseur permettant de donner une certaine raideur au palier ;
- film amortisseur libre (sans ressort).

Ce type de palier est surtout utilise pour le guidage des rotors de turbines tournant a grande vitesse tels que les turboréacteurs d'avion qui utilisent fréquemment des paliers de roulement au lieu des paliers a film d'huile. A cause de leur faible amortissement, les paliers de roulement ne permettent pas d'atténuer les amplitudes de vibration surtout lors du passage des vitesses critiques.

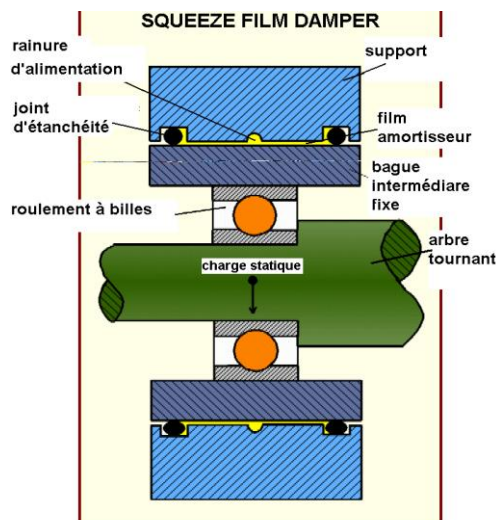


Figure I.14 : Schéma du principe d'un palier à film amortisseur (SFD)

I.2.5.5. Paliers et butées hydrostatiques

Dans les systèmes hydrodynamiques, comme les paliers et les butées, la capacité de charge dépend principalement de la vitesse relative entre la surface de l'arbre et celle du coussinet. En revanche, dans les paliers hydrostatiques, la charge est supportée grâce à une pression fournie par une source externe, telle qu'une pompe ou un compresseur.

Ce type de palier est particulièrement adapté lorsque les conditions de fonctionnement ne permettent pas de générer une portance hydrodynamique suffisante ou stable, par exemple lors de démarrages fréquents ou en présence de mouvements d'oscillation de l'arbre. [1]

I.2.5.6. Paliers hydrostatiques

Un palier hydrostatique se compose de n alvéoles réparties de manière uniforme autour de la surface interne du coussinet (voir figure I.15). On distingue deux configurations selon que ces alvéoles sont reliées ou non par des rainures axiales.

L'ajout de rainures présente l'avantage de séparer efficacement les alvéoles et d'assurer une meilleure répartition du fluide dans le palier. Toutefois, cela entraîne une augmentation du débit nécessaire et, à haute vitesse de rotation de l'arbre, peut favoriser l'introduction d'air dans le circuit, ce qui nuit aux performances du palier.

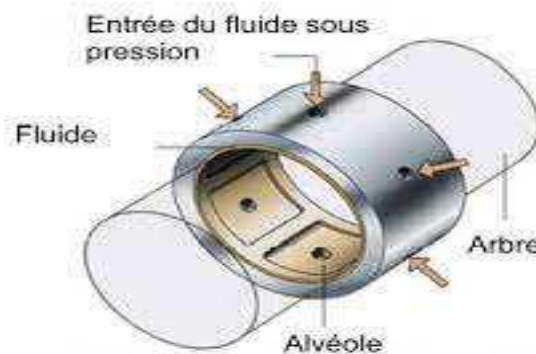


Figure I.15 : Palier hydrostatique à six alvéoles

a. Avantages et inconvénients des systèmes hydrostatiques

Dans un support hydrostatique ou en lubrification par film complet, les surfaces des éléments portés et portants sont totalement séparées par un film, même lorsqu'il n'y a pas de vitesse relative entre les surfaces. La seule résistance au mouvement est due à la viscosité du lubrifiant.

Les systèmes hydrostatiques particulièrement ceux qui fonctionnent avec des liquides dont la viscosité est importante possèdent de nombreux avantages :

- les deux surfaces sont toujours séparées par un film fluide, même lorsqu'elles sont immobiles, ce qui théoriquement rend l'usure nulle et assure aussi une très grande durée de vie ;
- la pression est distribuée sur une grande surface, il n'y a pas de concentration de pression ;
- comme la portance ne résulte pas du mouvement des surfaces l'effet des imprécisions d'usinage est atténué surtout dans le cas des liquides.

Les inconvénients majeurs des dispositifs hydrostatiques sont leur **coût**, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc., et leur **fiabilité**, car

le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

I.2.5.7. Paliers et butées hybrides

Un palier hybride combine à la fois les effets hydrostatique et hydrodynamique. Il est alimenté en fluide sous pression constante à l'aide de dispositifs de régulation, tels que des résistances hydrauliques (comme des capillaires ou des orifices percés dans des parois minces).

Ce type de palier comporte généralement n alvéoles réparties de façon régulière autour de la circonférence du coussinet. Il existe deux configurations principales, selon que les alvéoles sont ou non reliées entre elles par des rainures axiales (voir figure I.16).

Pour assurer un fonctionnement stable, chaque alvéole doit être alimentée indépendamment par un système de régulation, l'orifice étant la solution la plus couramment utilisée. [1]

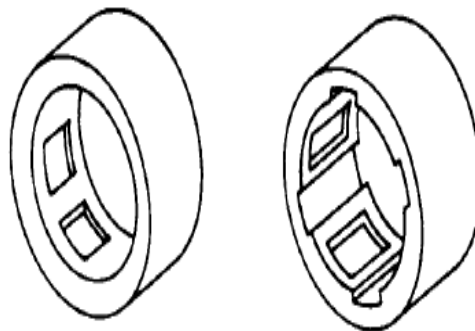


Figure I.16 : Palier hydrostatique à alvéoles découplées et non découplées

Il est nécessaire de connaître la position de chaque alvéole ainsi que son amplitude angulaire (γ). De même, les rainures de découplage sont caractérisées par leurs amplitudes (δ).

- Si, les axes de l'arbre et du coussinet sont supposés parallèles, deux paramètres sont nécessaires pour positionner l'arbre à l'intérieur du coussinet (figure I.17):

- l'excentricité $e = |O_a \vec{O}_c|$ ou $e = \varepsilon C$ (ε et C étant l'excentricité relative et le jeu radial du palier) ;
- l'angle ϕ que fait la direction de la charge avec la ligne des centres.

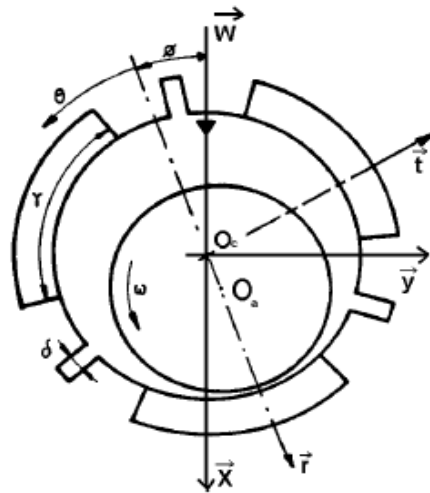


Figure I.17 : Schéma d'un palier hydrostatique à trois alvéoles découplées

I.3. Défaillances et défauts dans les paliers hydrodynamiques

Les défaillances des paliers fluides dans les machines tournantes peuvent résulter de divers facteurs liés à la conception, à la fabrication, à l'installation, à l'utilisation ou encore à la maintenance. Identifier avec précision la cause d'un dysfonctionnement est essentiel pour pouvoir apporter une solution efficace et durable.

L'analyse des pannes sur ce type de palier nécessite une bonne compréhension de l'historique du composant et de ses conditions de fonctionnement. Les origines possibles de ces défaillances sont nombreuses et variées. Parmi les causes fréquentes, on peut citer par exemple :

- **Surcharge** : Le dépassement de la charge nominale d'un palier fluide peut entraîner une déformation de ses composants. Cette déformation est souvent la conséquence d'une fatigue mécanique due à la rotation prolongée de l'arbre au fil du temps. Elle peut également être provoquée par une mauvaise répartition des charges, qui accentue localement les efforts supportés par le palier.
- **Fatigue de la rotation** : c'est la limite d'endurance du palier fluide. Il s'agit d'efforts répétés et alternes par exemple les vibrations entraînant la rupture du palier à fluide.
- **Fatigue thermique** : c'est une fatigue engendrée par des contraintes thermiques, une lubrification inadéquate ou excessive. Il faut lubrifier le palier fluide avec un lubrifiant spécifique adapté à l'application en respectant la fréquence et la quantité adéquate.

– **Contamination** : La contamination du fluide par des résidus de combustion est une cause fréquente de dégradation dans les paliers fluides. Ces particules, souvent très dures, peuvent entraîner une usure mécanique des surfaces en contact, allant jusqu'à endommager la couche d'oxyde protectrice de certains matériaux, ce qui favorise alors l'apparition de corrosion.

Un exemple typique de contamination est l'infiltration de poussières atmosphériques, même après le passage par le système de filtration d'air à l'entrée principale.

– **Vibrations** : un palier fluide en fonctionnement bien dimensionné produit des vibrations engendrées par l'arbre en mouvement. Ainsi un palier neuf en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations.

- **Usure** : c'est un phénomène très complexe. En général, l'usure est caractérisée par une perte de matière des surfaces. Elle se produit soit au démarrage appelé période de rodage ou au cours des premiers cycles de fonctionnement appelé période d'endurance.

On distingue quatre types ou formes d'usure, usure par adhésion, usure par abrasion, usure par fatigue et enfin une usure par corrosion. Les trois premières formes d'usure sont des processus mécaniques et le dernier est un processus chimique.

– **Mauvais alignement de l'arbre** : dans un palier, les axes du palier et de l'arbre ne sont pas toujours parallèles, en pratique il existe toujours un mésalignement dont les causes peuvent être d'origine diverses, par exemple, déformation thermique ou élastique de l'arbre. Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des paliers fluides.

- **Balourd** : Un balourd désigne une masse excentrée par rapport à l'axe de rotation. Ce déséquilibre engendre des forces centrifuges lors de la rotation de l'arbre, provoquant ainsi sa déformation. Le balourd représente l'une des sources de vibrations les plus fréquentes dans les machines tournantes, et il est pratiquement inévitable, car aucun système mécanique n'est parfaitement équilibré.

Ce déséquilibre constitue l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des paliers fluides, et il représente également un risque majeur pour la sécurité et le bon fonctionnement des machines.

I.4. Conclusion

Ce chapitre a proposé une revue bibliographique concise des différents types de supports utilisés pour le guidage en rotation et en translation des arbres dans les machines tournantes. Il a également abordé certaines défaillances courantes et défauts géométriques rencontrés dans les paliers hydrodynamiques.

Il convient de souligner que, dans un contexte industriel, la détermination précise de la cause d'une défaillance est essentielle pour pouvoir appliquer des solutions correctives efficaces. Par ailleurs, une analyse fiable des dysfonctionnements des paliers fluides repose sur une connaissance approfondie de leur historique d'utilisation et de leurs conditions de fonctionnement.

**Chapitre II: Etude
sur la lubrification
Des paliers Hydrodynamique**

II.1. Introduction

Tous les systèmes mécaniques intègrent, à divers degrés, des composants lubrifiés. La lubrification a pour objectif principal de réduire les frottements, ce qui limite l'usure et améliore l'efficacité énergétique, autrement dit, elle permet d'obtenir plus de puissance tout en consommant moins d'énergie. C'est donc la fonction essentielle des huiles lubrifiantes.

Dans ce chapitre, nous présenterons les équations fondamentales de la lubrification hydrodynamique pour un fluide newtonien en régime isotherme. Nous rappellerons les principes de base de la mécanique des milieux continus, notamment la conservation de la masse, la conservation de la quantité de mouvement, ainsi que la loi constitutive caractérisant le comportement du fluide.

En adoptant l'hypothèse d'un écoulement en film mince, il devient possible de simplifier considérablement les équations du mouvement du fluide (voir figure II-1). Ce type d'écoulement peut alors être modélisé par une équation aux dérivées partielles du second ordre, appelée équation de Reynolds non linéaire dans le cas d'un fluide newtonien. La résolution de cette équation permet de déterminer la distribution de pression dans le film lubrifiant, information essentielle pour calculer les performances statiques et dynamiques du contact lubrifié.

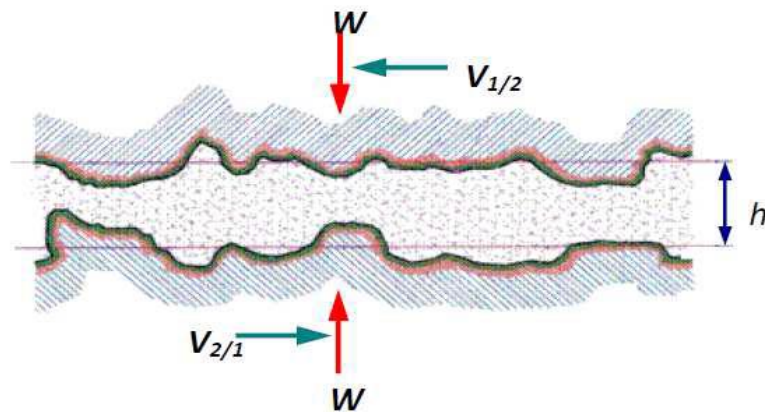


Figure II.1 : Schéma du contact lubrifié

II.2. Lois générales de la lubrification hydrodynamique pour un fluide newtonien:

Les équations générales de la lubrification hydrodynamique ou hydrostatique permettent, compte tenu des conditions géométriques et cinématiques, de déterminer les caractéristiques d'un écoulement en film mince et en particulier sa portance (figure II.1).

Elles sont déduites des équations de la mécanique des milieux continus, appliquées à des fluides newtoniens.

Les équations qui décrivent le comportement d'un fluide newtoniens en régime isotherme sont établies a partir :

- des principes fondamentaux de la mécanique des milieux continus ; lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie
- les lois de variations : $\rho = \rho(p)$, $\mu = \mu(p)$
- régime d'écoulement isotherme en tous points du fluide, c'est à dire la température reste constante en tous points du fluide lubrifiant.

- La loi de conservation de la masse :

La loi fondamentale de la mécanique classique concernant la conservation de la masse traduit le fait que la masse d'un système matériel que l'on suit dans son mouvement reste constante. Cette équation peut être décrite par sa forme différentielle suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{II.1})$$

$i = 1 \text{ à } 3$

Avec, ρ est la masse volumique du fluide et u_i sont composantes de vecteur vitesse d'une particule fluide.

- Lois de conservation de la quantité de mouvement :

L'équation générale de conservation de la quantité de mouvement de fluide est donnée par :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{II.2})$$

$i \text{ et } j = 1 \text{ à } 3$

- **La loi de comportement rhéologique:** pour un fluide newtonien, qui lie le tenseur des contraintes au tenseur de taux de déformation (ϵ_{ij}) s'écrit :

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

II.3. Equations de mouvement d'un fluide newtonien:

En reportant l'équation du comportement rhéologique, Eq (II.3) dans l'équation de mouvement, Eq (II.2), on obtient les équations de Navier-Stokes pour un fluide newtonien

$$\rho \frac{du_i}{dt} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} \right) + \frac{\partial \mu}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \frac{\partial \lambda}{\partial x_i} \quad (\text{II.4})$$

Avec, i et $j = 1$ à 3

Dans ces expressions, x_i et t sont les variables d'espace et de temps, u_i les composants de la vitesse, ρ la masse volumique du fluide, p la pression, f_i les forces massiques extérieures, σ_{ij} le tenseur des contraintes donné par la loi de comportement rhéologique du fluide, δ_{ij} le symbole de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ si $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ si $i \neq j$) et où λ et μ coefficients de viscosité de Navier, sont des fonctions de l'espace et du temps.

Les hypothèses associées à l'équation de Reynolds sont :

- une faible épaisseur du film fluide devant les dimensions du contact ; c'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique.
- un milieu continu (la zone de rupture étant considérée comme un mélange homogène de fluide et de gaz) ; l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans les zones où il y a rupture du film.
- un fluide newtonien ; il y a proportionnalité entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement dans le film.
- un régime d'écoulement laminaire ; en régime non laminaire il faudra utiliser une autre modélisation.
- L'une des surfaces du contact est parfaitement plane et ne présente pas de rugosité, ce qui permet de placer l'origine des axes sur cette surface. Ainsi, la courbure générale du film est négligée.
- l'absence de glissement entre le fluide et les parois ; la vitesse du fluide à la paroi est égale à celle de la paroi. C'est la condition d'adhérence.
- des forces d'inertie négligeables vis à vis des forces visqueuses à cause, de la petitesse de l'épaisseur du film fluide, ce qui peut ne pas être toujours vérifié.
- Les forces massiques extérieures sont négligées

- La viscosité, la température et la masse volumique du fluide ne varient pas à travers l'épaisseur du film et dans le temps

En prenant pour hypothèses un régime isotherme, un lubrifiant incompressible et une viscosité ne variant pas selon l'épaisseur du film, l'équation généralisée de la mécanique des films minces visqueux se réduit alors à l'équation de Reynolds qui, dans un repère cartésien, prend la forme suivante [15] :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\rho(U_2 - U_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_2 - W_1) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} [(U_1 + U_2)] + 6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho(W_1 + W_2)] + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (\text{II.5})$$

Où U_1, U_2, V_2, W_1, W_2 sont les vitesses des surfaces (1) et (2) selon les axes x, y, z ; h est l'épaisseur du film ; p est la pression hydrodynamique et μ est la viscosité du lubrifiant.

A cette équation, dite équation de Reynolds, s'ajoutent les équations donnant les vitesses dans le fluide

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} y(y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \end{cases} \quad (\text{II.6})$$

Avec les conditions limites suivantes:

$$\begin{cases} z = 0 & u = U_1; \quad v = V_1 \text{ et } w = 0 \\ z = h & u = U_2; \quad v = V_2 \text{ et } w = W_2 \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Ainsi que les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \\ \tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \end{cases} \quad (\text{II.8})$$

L'équation de Reynolds est assez générale, elle s'applique à différents lubrifiants et à différents types de contact. On peut distinguer :

- Fluide compressible et fluide incompressible, dans ce dernier cas la masse volumique disparaît de l'équation de Reynolds.
- Fluide de viscosité variable et fluide de viscosité constante ; il faut noter que pour un fluide de viscosité variable, la viscosité ne varie pas à travers l'épaisseur du film.

- Régime transitoire et régime permanent : on définit en mécanique des films minces visqueux le régime permanent comme un régime de fonctionnement tel que dans un repère particulier, mobile ou non, les vitesses des parois et les paramètres géométriques du contact sont indépendants du temps. L'équation de Reynolds permet de différencier ces deux régimes : en régime permanent le terme $12 \frac{\partial \rho h}{\partial t}$ est nul et les vitesses et les dimensions du contact sont, pour un repère particulier, indépendantes du temps.
- Contact hydrodynamique et contact hydrostatique.

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnue principale est la pression. La valeur de la pression dans le film dépend non seulement de la géométrie du contact et de sa cinématique, mais aussi des conditions aux limites sur la pression retenue lors de la résolution de l'équation de Reynolds.

Deux types de conditions sont généralement employés [3] :

- On connaît la frontière du domaine d'intégration et, sur cette frontière, la valeur de la pression est connue en tous points. Ces conditions sont utilisées dans le cas des butées hydrodynamiques où il existe généralement un film complet ;
- On ne connaît qu'une partie de la frontière du domaine d'intégration et, sur cette partie de la frontière, la valeur de la pression est connue en tous points. Le reste de la frontière, qui limite souvent le domaine où le film est rompu, sera déterminé par une condition supplémentaire sur la pression. On pose généralement, pour la continuité du débit, $\partial p / \partial n = 0$ et $p = p_s$ sur la frontière inconnue, étant la normale à cette frontière et p_s la pression de vapeur saturante du fluide (souvent, pour simplifier les calculs, on pose p_s égale à la pression atmosphérique). Ces conditions, dites conditions de Reynolds, sont généralement utilisées dans le cas des paliers hydrodynamiques, car dans la zone divergente du palier le film est rompu.

Remarque

Le second membre de l'équation de Reynolds (II.5) fait apparaître la différence des composantes des vitesses des surfaces selon X et Z ;

- en coordonnées cartésiennes, $U_1 - U_2$ et $W_1 - W_2$ respectivement selon x et z ;
- en coordonnées cylindriques, $U_1 - U_2$ et $V_1 - V_2$ respectivement selon θ et r

Il serait faux d'en conclure que c'est la vitesse de glissement qui crée la portance dans le film. En effet en régime isotherme, la charge est directement proportionnelle à la somme des vitesses tangentielles des surfaces (vitesse de roulement). Cette contradiction apparente provient de la vitesse de la surface 2 dans la direction normale au contact (V_2 en coordonnées cartésiennes et W_2 en coordonnées cylindriques) qui contient des termes de la forme :

$$U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \quad W_2 \frac{\partial h}{\partial z} \quad \text{Ou} \quad U_2 \frac{\partial h}{\partial r}, \quad V_2 \frac{\partial h}{\partial \theta}$$

L'exemple du contact formé d'un cylindre tournant autour de son axe, à la vitesse angulaire, en regard d'un plan se déplaçant parallèlement à lui-même, à la vitesse U , illustre ce problème (figure II.1). Dans le cas d'un écoulement incompressible, bidimensionnel, l'équation de Reynolds se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12V_2 \quad (\text{II.9})$$

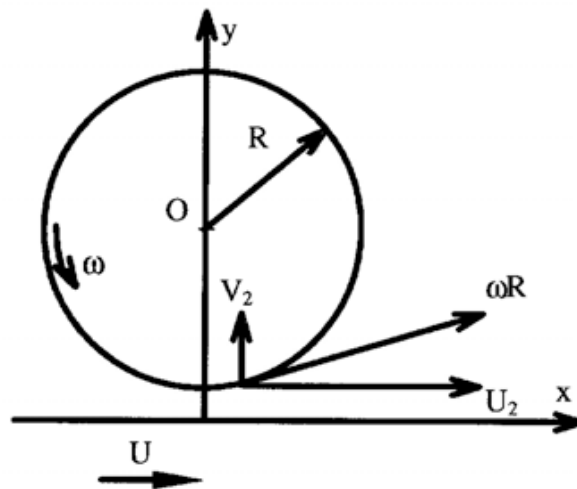


Figure II.2: Cylindre en rotation

Dans le système d'axes choisi, la vitesse des surfaces s'écrit :

$$\begin{aligned} U_1 &= U \\ U_2 &= \omega R \cos \alpha \\ V_2 &= \omega R \sin \alpha \end{aligned}$$

Dans la zone de contact, α donné par $\tan \alpha = \frac{\partial h}{\partial x}$ est très petit (de l'ordre de 10^{-3}), aussi peut-on écrire : $\tan \alpha \approx \sin \alpha \approx \alpha \approx \partial h / \partial x$ et $\cos \alpha = 1$, soit :

$$U_2 = \omega R \quad \text{et} \quad V_2 = \omega R \frac{\partial h}{\partial x}$$

Ainsi l'équation de Reynolds est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6(U - \omega R) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{II.10})$$

Le second membre de l'équation de Reynolds est proportionnel à $U + \omega R$ (vitesse de roulement) et c'est la somme des vitesses tangentielles du contact qui génère la portance dans le film. Ainsi, même en régime stationnaire, la vitesse d'écrasement respectivement

V_2 et W_2 selon le système de coordonnées, joue un rôle très important.

II.4. Calcul des différents paramètres dans le contact

- **Charge supportée par le contact**

La valeur de la charge W que peut supporter le contact est obtenue par intégration de la pression dans le film. Dans le cas d'un contact plan, l'intégration est directe :

$$W = \int_S P ds \quad (\text{II.11})$$

Avec : S surface du contact et ds élément d'aire.

Dans les autres cas, il faut, avant intégration, projeter la pression sur trois axes perpendiculaires. Les composantes W_i de la charge sont ainsi données par :

$$W_i = \int_S P \vec{n} \cdot \vec{e}_i ds \quad (\text{II.12})$$

Avec : \vec{n} vecteur unitaire normal à la surface,

\vec{e}_i Vecteur unitaire porté par l'axe i

On obtient ainsi le module et la direction de la charge

- **Débit**

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux de la vectrice vitesse à travers une surface perpendiculaire au film. On a ainsi :

$$Q_j = \int_{S_j} U_j ds \quad (\text{II.13})$$

Dans cette relation, Q_j et U_j sont respectivement la composante de la vitesse et le débit volumique dans la direction j et S_j la section, normale à l'axe j , à travers laquelle est calculé le débit.

- **Force ou couple de frottement**

Le calcul de la force ou du couple de frottement s'effectue, sur l'une ou l'autre des parois du contact, par intégration de la contrainte de cisaillement ou du couple

élémentaire correspondant à la direction considérée. Ainsi, dans le cas d'un contact en coordonnées cartésiennes, les composantes F_X et F_Z de la force de frottement sur la surface 1 et dans les directions X et Z s'écrivent :

$$\begin{cases} F_{X_1} = \int_s (\tau_{XY})_{y=0} ds \\ F_{Z_1} = \int_s (\tau_{YZ})_{y=0} ds \end{cases} \quad (\text{II.14})$$

Les composantes de la force de frottement F_{X_2} et F_{Z_2} sur la surface 2 se calculent de la même façon à partir des contraintes de cisaillement sur la paroi 2, c'est-à-dire pour $y = h$.

II.5. Application au palier lisse cylindrique hydrodynamique

Un palier est constitué d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet séparé de celui-ci par un film de fluide. Sous l'application d'une charge, les centres du coussinet et de l'arbre ne coïncident plus et il existe un coin convergent-divergent dans le film. La rotation de l'arbre entraîne du fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression qui s'oppose à la charge et qui l'équilibre.

Un palier lisse est constitué de deux éléments (figure II.5), l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier réglé de rayon intérieur R_c et de longueur

L. Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs : le jeu radial $C = R_c - R_a$, le rapport C/R (ou jeu relatif de l'ordre de 10^{-3}) et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier. Les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

La figure II-3 présente le repère utilisé et les vitesses des surfaces. Dans le cas d'un palier lisse les vitesses W_1 , W_2 sont égales à zéro et la vitesse V_2 peut être exprimée par $V_2 = U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t}$. Si nous considérons le repère de la Figure II-2 où l'origine O est liée à l'arbre le long de O_x et au coussinet le long de O_y , alors l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.15})$$

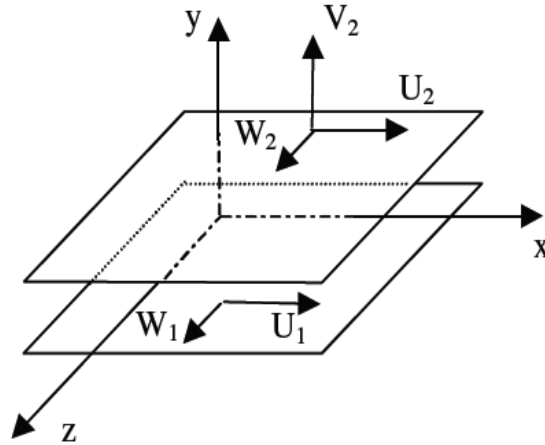


Figure II.3 : Repère cartésien

En négligeant la courbure du film, le palier développé peut être présenté comme dans la figure II-4.

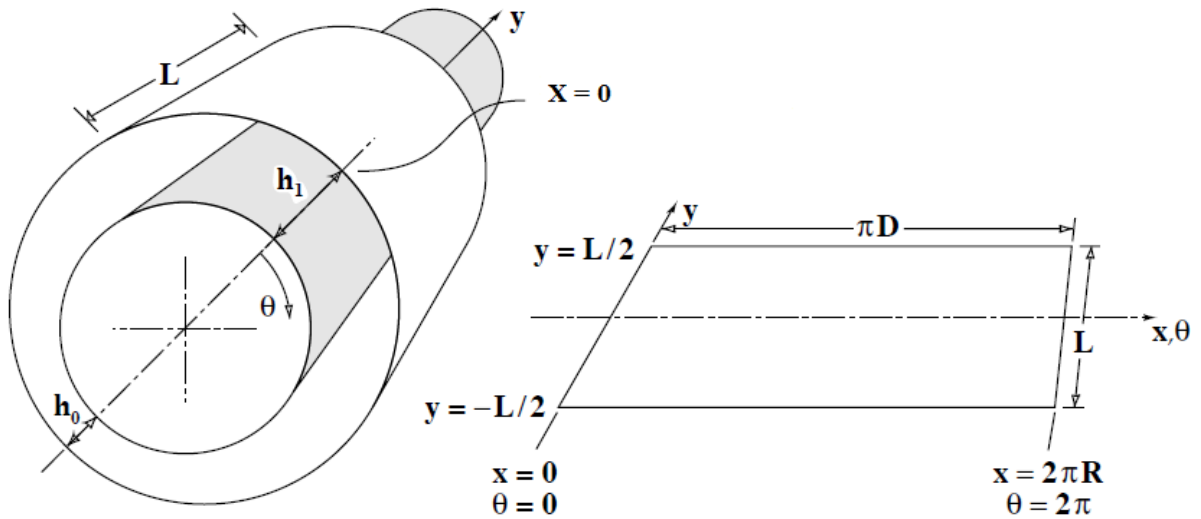


Figure II.4 : Palier développé [30]

Dans ces conditions, et pour un fluide incompressible et isovisqueux en régime permanent, l'équation de Reynolds s'écrit :

En remplaçant x par $R\theta$ l'équation de Reynolds devient :

- dans le repère (x, y) :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.16})$$

- et dans le repère (ε, ϕ) :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta^*} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta^*} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6\mu \left((\omega - 2\dot{\phi}) \frac{\partial h}{\partial \theta^*} + 2C\varepsilon \cos \theta^* \right) \quad (2.17)$$

Avec $\theta = \theta^* + \phi$

Dans le cas statique, les termes dépendant du temps dans le membre de droite sont annulés.

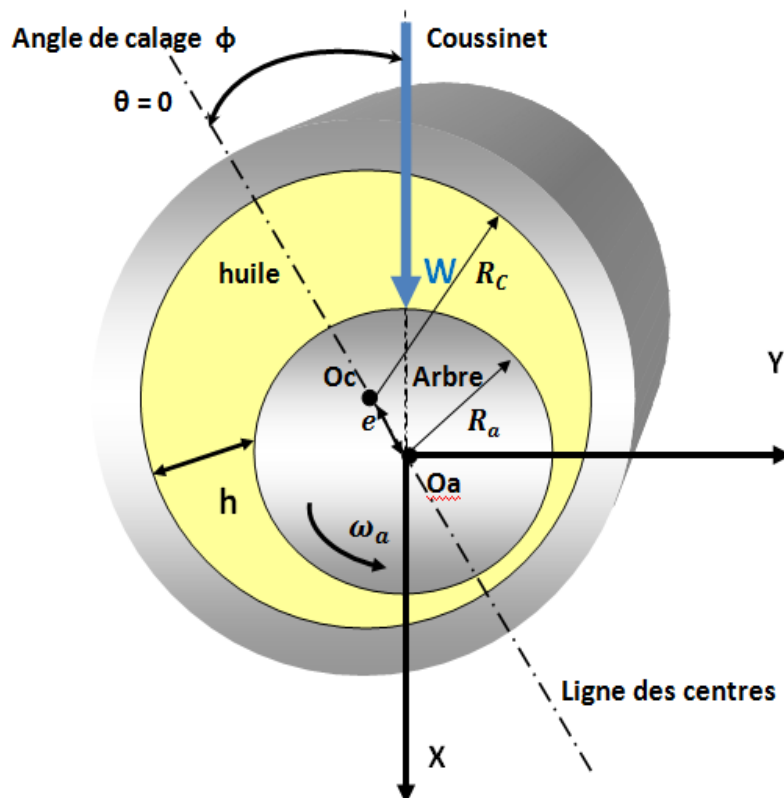


Figure II.5 : Schématisation d'un palier lisse

II.5.1. Hauteur de film de lubrification

L'équation de Reynolds, qu'elle soit formulée en variables (x, y) ou (ε, ϕ) , fait intervenir la hauteur de film fluide. Celle-ci est habituellement calculée à l'aide d'un développement limite de l'espacement entre le coussinet et l'arbre. Une hypothèse forte mais fréquente consiste à ne pas prendre en compte les variations axiales de la hauteur de film, et donc à négliger le désalignement de l'arbre par rapport au coussinet [48].

Ainsi, la hauteur de film s'exprime :

$$h = C(1 + \varepsilon \cos \theta^*) \quad (\text{II.18})$$

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (\text{II.19})$$

Remarques : Ces formules sont valables dans le cas d'un palier lisse avec les notations de la figure II.5, notamment l'origine de la variable prise opposée à la charge. Dans le cas où la rainure d'alimentation a une position particulière, l'origine de la variable est prise en sortie de cette rainure et les formules (II.14) sont légèrement modifiées. Dans le cas de paliers non-circulaires, la hauteur de film est modifiée et doit être recalculée arc par arc, et l'équation de Reynolds résolue plusieurs fois également.

II.5.2. Conditions aux limites

Le calcul du champ de pression nécessite la résolution de l'équation de Reynolds, sur la surface du palier. Les conditions limites sur la pression s'écrivent alors :

$$\text{- Selon } z : p\left(\theta, z = \frac{L}{2}\right) = P_1; \quad p\left(\theta, z = -\frac{L}{2}\right) = P_2 \quad (\text{II.20})$$

$$\text{- Selon } \theta : p(\theta = 0, z) = p(\theta = 2\pi, z), \forall z$$

Où P_1 et P_2 représentent les pressions extérieures aux extrémités du palier. Si le palier possède des rainures d'alimentation en lubrifiant, il faut alors écrire les conditions aux limites correspondantes :

$$\text{- Pour une rainure circonférentielle en } z = 0 : p(\theta, z=0) = P_a$$

$$\text{- Pour une rainure axiale située à l'abscisse } \theta = \theta_a : P(\theta_a, a) = P_a$$

$$\text{- Pour une alvéole rectangulaire } \theta(\theta_a, \theta_b) \text{ et } z(z_a, z_c): P = P_a$$

Où P_a est la pression dans la rainure ou dans l'alvéole.

De plus, comme la forme du film est convergente puis divergente en fonction de θ , il peut y avoir rupture du film dans le divergent lorsque la pression devient inférieure à la pression de vapeur saturante du fluide. Les conditions aux limites relatives à cette

situation ont été présentées de façon générale. Pour un palier hydrodynamique en fonctionnement stationnaire, trois types de conditions aux limites ont été successivement définies.

II.5.2.a. Conditions de Sommerfeld

Sommerfeld en 1904 [5] suppose que le film lubrifiant est continu et qu'il n'y a pas de rupture du film. Ces conditions ne tiennent pas compte du phénomène de cavitation (zone dans laquelle on trouve huile mélangée avec l'air) qui obligeant le film en entier d'être actif (Figure II.6):

$$\begin{aligned} p(\theta = 0) &= 0 \\ p(\theta = \pi \text{ ou } 2\pi) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{II.21})$$

La solution de Sommerfeld donne une distribution de pression antisymétrique au point $\theta = \pi$ Pour une position de l'arbre. La solution donne aussi un angle de calage égale $\frac{\pi}{2}$ par rapport a la direction de charge, ces conditions aux limites ne sont valables que pour des paliers fonctionnant a de très faibles charges ou sous des pressions très élevées.

Ces conditions aux limites ne sont valables que pour les paliers fonctionnant à de très faibles charges ou avec des pressions d'alimentation très élevées car sinon des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable.

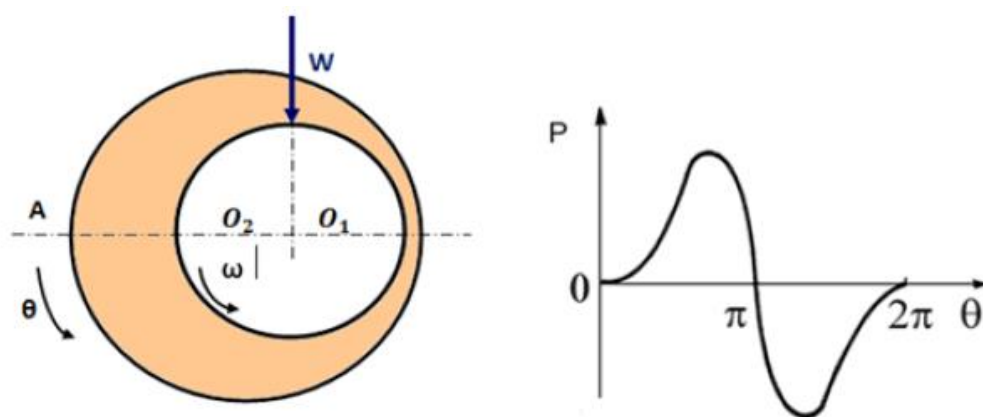


Figure II.6 : Conditions de Sommerfeld

II.5.2.b. Conditions de Gümbel

Gümbel en 1921 [5], à la suite des travaux de Sommerfeld, propose comme conditions aux limites :

$$P(\theta=0, z) = 0 \quad (\text{II.22})$$

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

$$P(\theta, z) = 0 \text{ si } \pi < \theta < 2\pi \text{ (étendue de la zone de cavitation)}$$

Cela revient à négliger, dans la solution de Sommerfeld les pressions négatives. Ces conditions impliquent une discontinuité dans l'écoulement au point ; elles ne sont pas acceptables physiquement mais sont utilisées dans le cas de l'approximation du palier court.

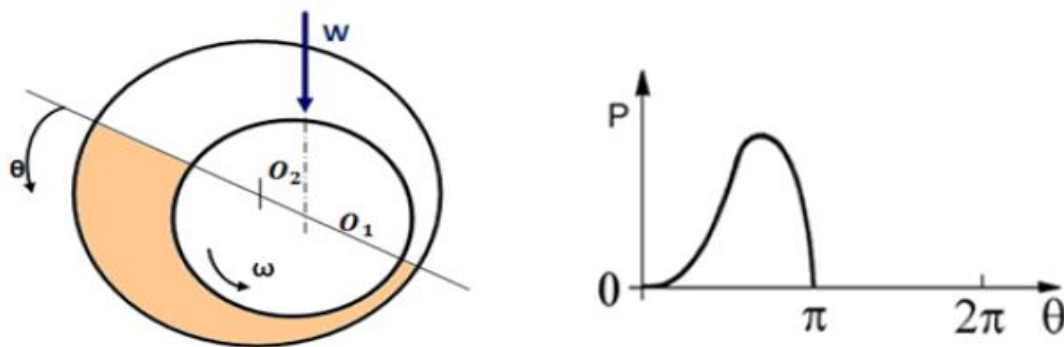


Figure II.7 : Conditions de Gümbel

II.5.2.c. Conditions de Reynolds ou de Swift-Stieber

Ces conditions proposées indépendamment par Swift en 1932 [6] et par Steiber en 1933 [7], respectent la continuité du débit et supposent que pour une abscisse θ_s inconnue, la pression et le gradient de pression s'annulent :

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

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

$$\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, z) = \frac{\partial P}{\partial z}(\theta = \theta_s, z) = 0 \quad (\text{II.23})$$

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

On distingue ainsi deux régions dans le palier : une région active où la pression est positive et le film complet, pour des valeurs de θ comprises entre 0 et θ_s et une région inactive à pression nulle et dans laquelle en régime dynamique, peut apparaître de la

cavitation, pour $\theta < \theta_s < 2\pi$. Ces conditions sont celles qui donnent les solutions les plus exactes ; elles ont été vérifiées dans de nombreuses études expérimentales.

Numériquement, il a été démontré [7] que dans le cas où l'équation de Reynolds était résolue par une méthode de différences finies, ces conditions s'obtenaient très simplement à l'aide de l'algorithme de Christopherson [8].

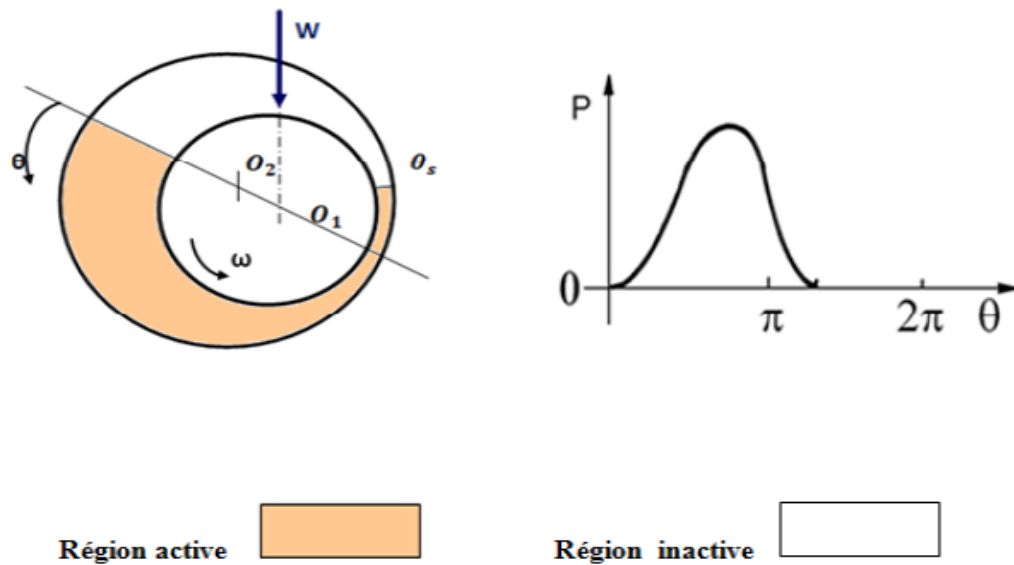


Figure II .8 : Conditions de Reynolds

Les conditions les plus utilisées et relativement proche de la réalité physique sont celles de Swift-Stieber connues sous le nom de conditions de Reynolds, une des difficultés majeures du calcul réside dans la double recherche de la répartition de pression dans le film et la frontière de la zone active du palier.

II.6. Ecriture de l'équation de Reynolds en variables sans dimension :

Pour les traitements numériques, il est recommandé de réécrire toutes les équations de la lubrification hydrodynamique en variables sans dimension pour but de diminuer le nombre de paramètres physiques, ainsi en utilisant des paramètres composés sans dimensions, dans le cas d'un palier fluide comme suit :

$$\theta = \frac{X}{R} ; \tilde{z} = \frac{z}{L} ; \tilde{h} = \frac{h}{c} ; \tilde{t} = \omega t ; \text{ et } \tilde{p} = p / \mu \omega \left(\frac{R}{c} \right)^2 \quad (\text{II.24})$$

En remplaçant ces variables réduites dans l'équation de Reynolds pour un fluide newtonien incompressible et isovisqueux, on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\tilde{h}^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{h}^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} \right] = 6 \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \tilde{t}} \quad (\text{II.25})$$

- Equation géométrique adimensionnée

Dans le cas du palier aligné indéformable, l'expression de l'épaisseur du film adimensionnée devient :

$$\tilde{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta \quad (\text{II.26})$$

Pour un palier indéformable mésaligné, l'expression de l'épaisseur du film d'huile adimensionnée devient :

$$\tilde{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta + \delta \tilde{z} \cos(\theta - \beta) \quad (\text{II.27})$$

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons d'abord présenté les lois fondamentales de la mécanique des milieux continus ainsi que la dérivation de l'équation de Reynolds pour les fluides newtoniens. Ensuite, l'étude cinématique du palier a permis de formuler l'équation de Reynolds en régime dynamique, dans le cas d'un palier lubrifié par un fluide newtonien fonctionnant en régime permanent et isotherme.

Chapitre III :
Présentation et exploitation
du logiciel ANSYS
Workbench 19.2

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, je vais présenter un outil 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

III.2. Présentation du logiciel ANSYS

III.2.1. Définition du logiciel

ANSYS, Inc. est une société américaine spécialisée dans le développement de logiciels de simulation numérique. Fondée en 1970 à Canonsburg, en Pennsylvanie, où se situe toujours son siège, l'entreprise propose principalement des solutions basées sur la méthode des éléments finis (FEM). Cette technique consiste à diviser un modèle physique en petites parties pour en analyser le comportement. Grâce à la fiabilité et à la qualité de ses produits, ANSYS s'est rapidement implantée à l'échelle mondiale en ouvrant de nombreuses filiales en Europe, en Asie et ailleurs, ce qui lui a permis de devenir un acteur majeur dans le secteur de la simulation numérique.[9]



Figure III.1 : présentation du logiciel ANSYS

III.2.2. Aspects techniques

III.2.2.1. Principaux produits [9]

- **ANSYS Structural**

ANSYS Structural est un module puissant dédié à la simulation mécanique, principalement utilisé dans le domaine du calcul de structures. Il permet d'étudier le comportement de pièces ou d'assemblages soumis à diverses charges ou contraintes. Ce module propose plusieurs types d'analyses, parmi lesquelles :

- Analyse statique : permet d'évaluer la réponse d'une structure soumise à des charges constantes dans le temps.
- Analyse modale : utilisée pour déterminer les fréquences naturelles de vibration d'une structure et comprendre son comportement vibratoire.
- Analyse harmonique : simule la réponse d'un système à une excitation périodique, utile pour évaluer les effets de vibrations continues.
- Analyse transitoire (temporelle) : étudie comment une structure réagit à des charges ou efforts qui varient dans le temps.
- Gestion des non-linéarités : prend en compte les effets liés aux grandes déformations, à la plasticité des matériaux ou aux interactions de contact entre composants.

- **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 outils puissants dédiés à la simulation en mécanique des fluides (CFD - Computational Fluid Dynamics). Fluent, en particulier, est largement reconnu dans les domaines industriels et académiques pour sa fiabilité et sa performance dans la modélisation des écoulements. Il est souvent perçu comme une référence dans ce domaine. Son interface graphique conviviale facilite la configuration des modèles, tout en offrant une interface de scripting pour l'automatisation des processus de calcul.

Ces logiciels se distinguent par leur capacité à traiter une large gamme de phénomènes : écoulements multiphasiques, modélisation de la turbulence, combustion, transport de

particules, écoulements en milieux poreux, etc. Ils permettent également d'adapter dynamiquement les maillages — qu'ils soient mobiles ou spatiaux — afin d'améliorer la précision et la convergence des simulations. Les calculs reposent majoritairement sur la méthode des différences finies.

- **ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA**

Ces logiciels intègrent des solveurs qui appliquent directement une formulation explicite des équations à résoudre, ce qui les distingue des méthodes évoquées auparavant. Ils sont principalement utilisés pour modéliser des situations mécaniques caractérisées par des déformations très importantes.

- **ANSYS Electromagnetics et Ansoft**

Ce module permet de résoudre les modélisations mettant en jeu des phénomènes électromagnétiques.

- **ANSYS Multiphysics:** Ce dernier rassemble l'ensemble des capacités d'ANSYS en matière de simulation numérique implicite.

III.2.2. Environnements logiciels

Deux environnements de logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS:

- **ANSYS Classic**

Cet environnement est le cadre historique développé par ANSYS, principalement destiné à la modélisation par éléments finis de structures relativement simples. Son interface repose essentiellement sur du texte et utilise le langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language).

Dans cet environnement, l'utilisateur crée son modèle par éléments finis en saisissant directement des commandes, ce qui nécessite une bonne maîtrise de la simulation numérique et des concepts associés.

ANSYS Classic est reconnu pour sa grande précision, sa flexibilité avancée dans la paramétrisation, ainsi que pour sa compatibilité avec des modèles analytiques très détaillés.

- **ANSYS Workbench:**

Ce logiciel moderne offre une interface graphique à la fois simple et intuitive, conçue pour rendre le calcul numérique plus accessible, notamment pour des géométries complexes ou des utilisateurs moins expérimentés. Dans Workbench, l'accent est mis davantage sur la modélisation géométrique que sur la gestion du maillage ou des

paramètres physiques. L'utilisateur interagit principalement via des menus et des fenêtres, tandis que le code ANSYS est généré automatiquement en arrière-plan. Cependant, il reste possible d'insérer manuellement des commandes APDL, offrant ainsi une plus grande liberté aux utilisateurs avancés.

III.3.Méthode de calcul

Dans ce projet, nous utilisons ANSYS Fluent-19.0 pour résoudre le problème des paliers hydrodynamique. Ceci est un petit exemple pour utiliser le programme et certaines étapes importantes qui nous intéressent.

III.3.1. Présentation du logiciel Fluent 19.2

Fluent est un logiciel de simulation numérique spécialisé en mécanique des fluides, également connu sous le nom de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il est reconnu pour sa précision, sa robustesse, et sa capacité à modéliser des écoulements complexes, incluant des phénomènes avec ou sans transfert thermique, ainsi que des écoulements multiphasiques ou réactionnels. Intégré à la plateforme ANSYS Workbench, Fluent permet de gérer l'ensemble du processus de simulation, depuis la conception jusqu'à l'analyse des résultats.

Le logiciel est structuré en plusieurs modules interconnectés, assurant une continuité fluide tout au long de la simulation. Chaque phase est essentielle pour garantir la fiabilité des résultats obtenus.

Typiquement, une simulation sous Fluent suit cinq grandes étapes : la création de la géométrie avec Design Modeler (ou SpaceClaim), le maillage, la configuration dans Fluent Setup, la résolution dans Fluent Solve, puis le post-traitement dans Fluent Post. Chacune de ces étapes contribue de manière spécifique au succès global de la simulation.[10]

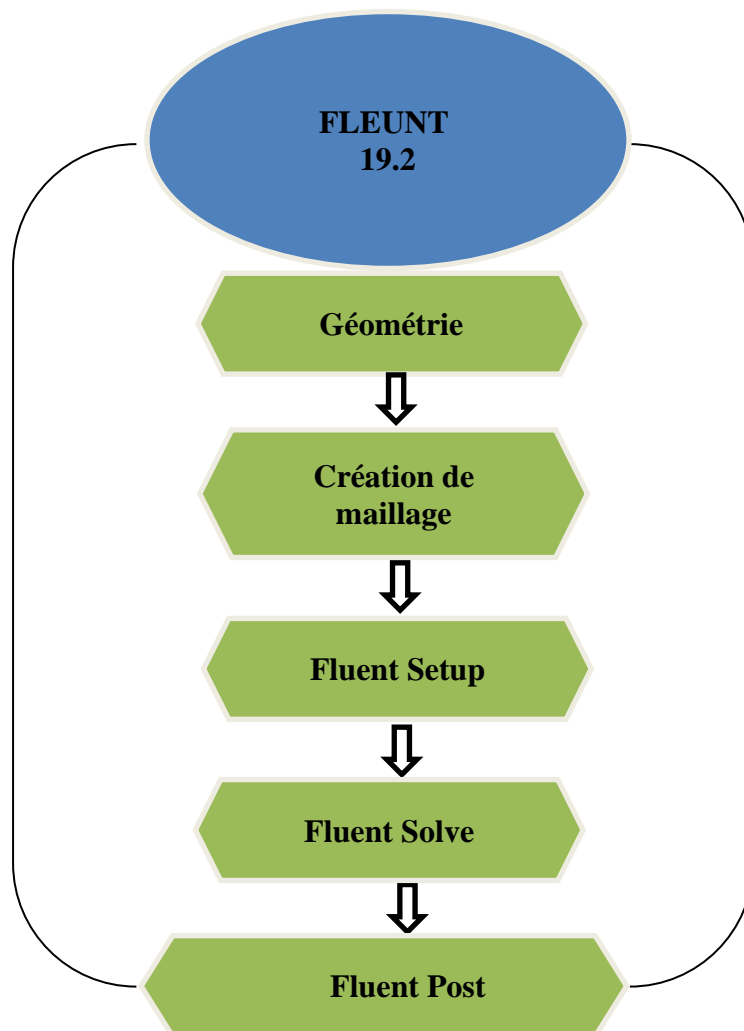


Figure III.2: Les modules principaux du Fleunt-19.0.

III.3.1.1. Menu principal du logiciel ANSYS Workbench

L'ouverture du logiciel fait apparaître le menu principal présenté ci-dessous:

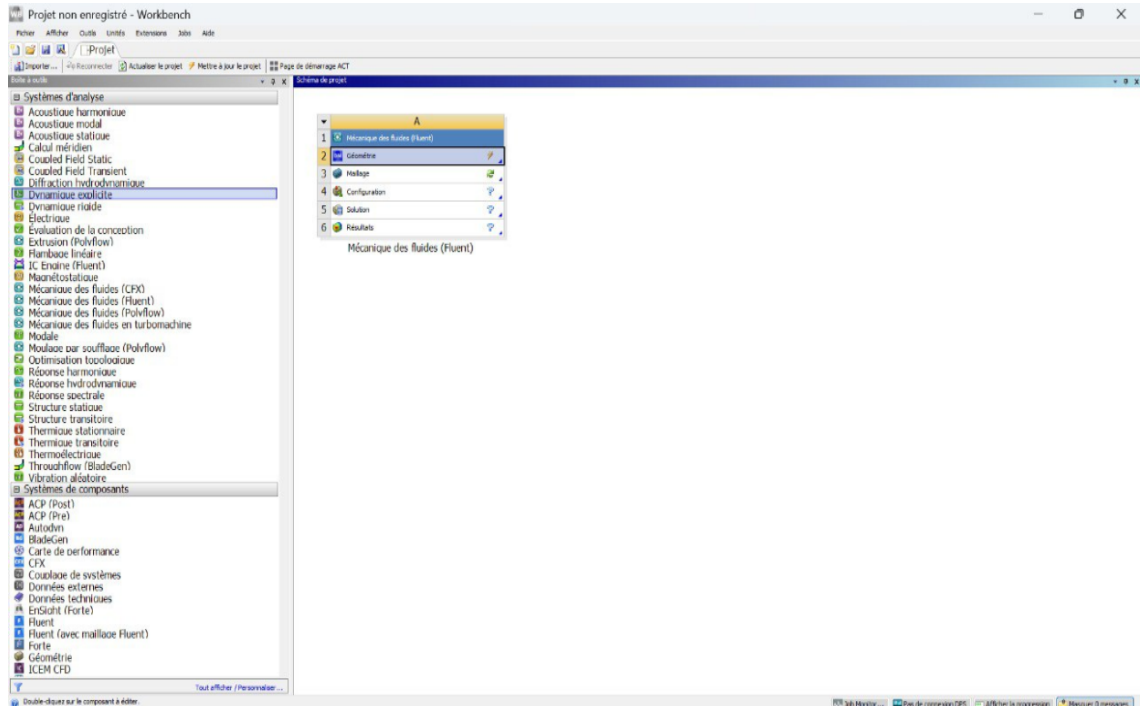


Figure III.3 : Ouvrir l'analyse mécanique des fluides

La barre d'outils Tools box nous donne accès à plusieurs systèmes d'analyse. Pour débiter une analyse statique, fluide flow(Fluent) et glisser dans Project Schematic.

III.3.1.2. Module de création géométrique

Le module Design Modeler, intégré à la plateforme ANSYS Workbench, est principalement utilisé pour préparer les modèles géométriques avant leur analyse par la méthode des éléments finis. Il permet de créer, modifier ou importer des géométries issues de logiciels de conception assistée par ordinateur (CAO). Ce modeler paramétrique, basé sur des fonctions technologiques, facilite une conception rapide et intuitive, que ce soit pour des esquisses 2D, des pièces 3D, ou la modification de modèles CAO importés dans des formats tels que STEP, IGES ou Parasolid. De plus, il offre des outils pour adapter ou simplifier les géométries, ce qui facilite le maillage et améliore la qualité des analyses par éléments finis. Il permet également d'intégrer des paramètres afin de réaliser des études de sensibilité ou des optimisations.

Double clic sur Géométrie pour ouvrir le module de création géométrique.

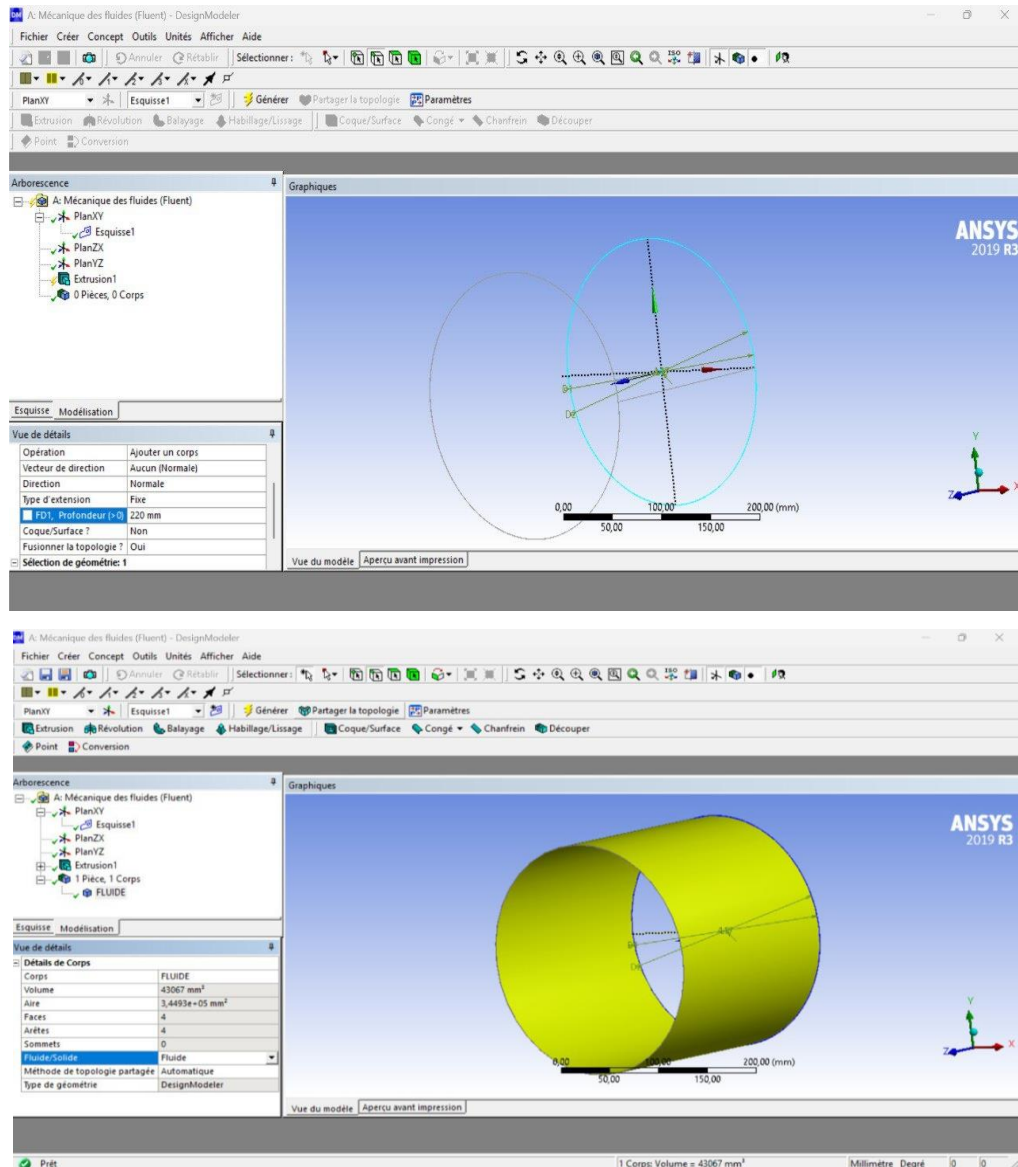


Figure.III.4 : Interface graphique du module géométrie

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 (movingwall) (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 (staticwall) (4), servant de frontière immobile du domaine.

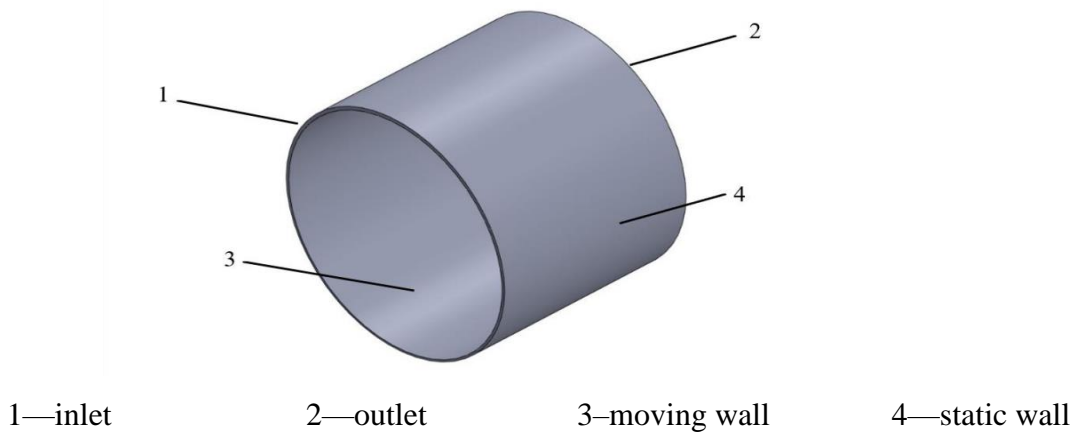


Figure III.5 : les conditions aux limites

III.3.1.3. Maillage

Le maillage représente la subdivision d'un espace continu en petits éléments, permettant de simplifier un système complexe. En gros, c'est une modélisation géométrique d'un domaine, faite avec des éléments finis bien définis et proportionnés, 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 : **Générer**

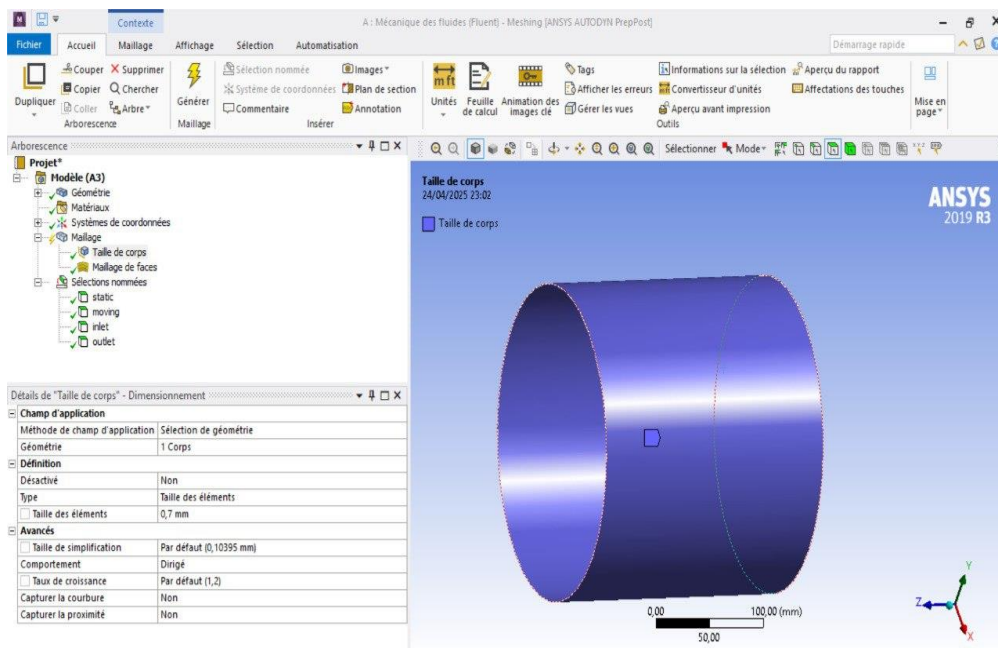


Figure III.6 : Interface graphique du module meching

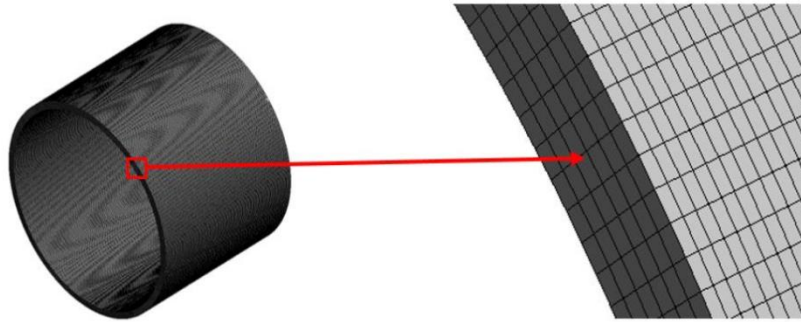


Figure III.7 : Zoom de l'Interface graphique du module meching

III.3.1.4. 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.) Et Double clic sur configuration pour ouvrir le module Fluent-pré.

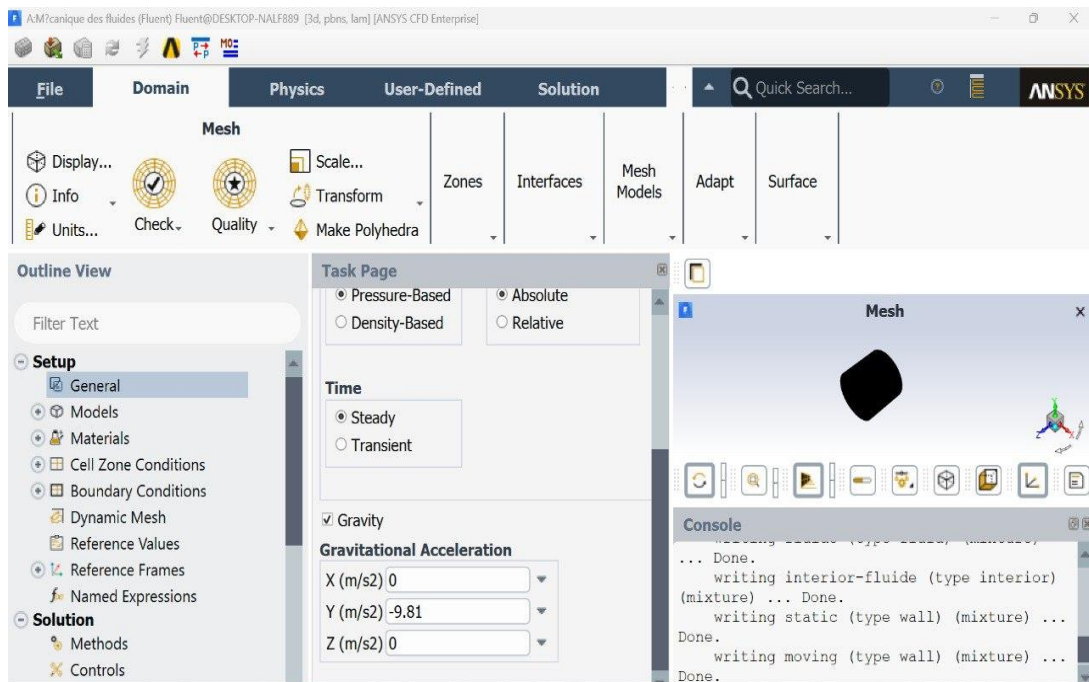


Figure III.8 : Interface graphique du module Fluent-pré

Nous sélectionnons le fluide que nous allons étudier et déterminons ses caractéristiques en appuyant sur: Matériaux» Insert »matériel.

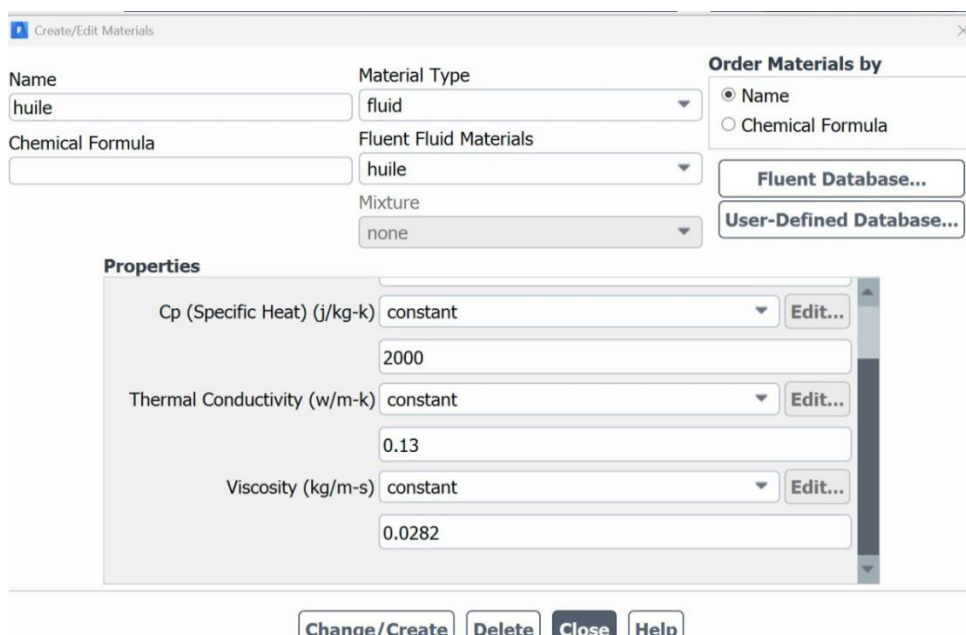


Figure III.9 : Insertion du lubrifiant

Ensuite, nous spécifions le nom du fluide et appuyez sur " ok".

Deuxièmement, nous incluons un domaine en appuyant sur : cell zone condition »Insert» domaine/"Fluide" et appuyer sur" ok".

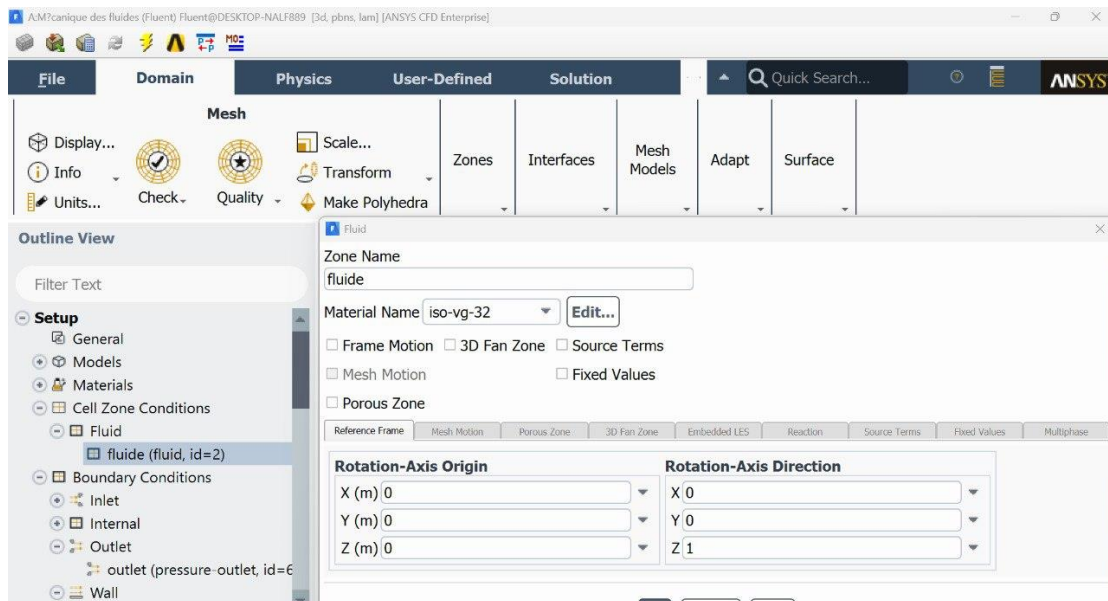


Figure III.10 : Création d'un domaine fluide

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 de type WALL-Moving est tournée avec vitesse constante.

Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert» boundary et puis nous appelons "wall-moving". Ensuite, nous choisissons "Basic setting " pour identifier les zones de destination. "boundary details" pour identifier la valeur de vitesse d'arbre.

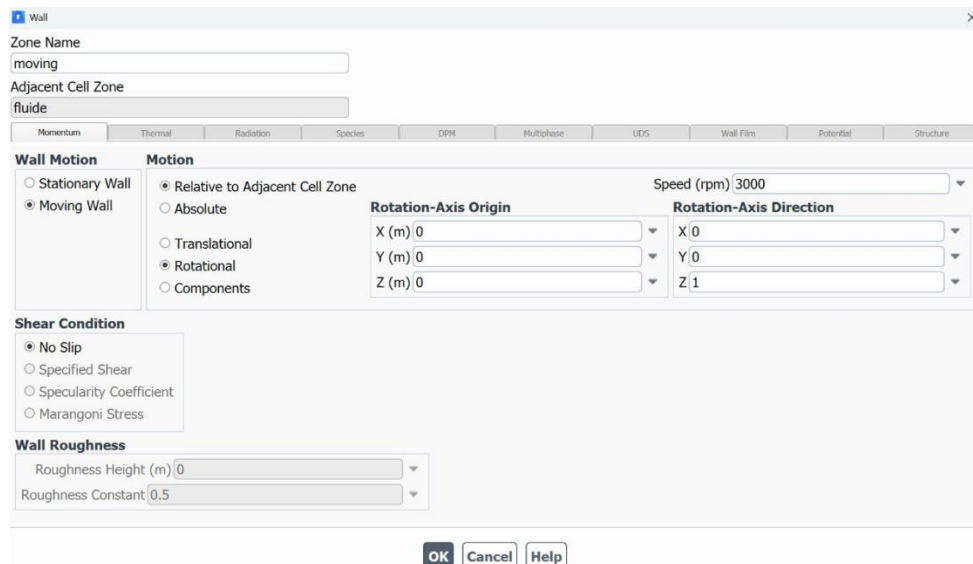


Figure III.11 : Création des conditions aux limites Wall-moving

Après on appui sur "Apply".

La condition aux limites de type "wall-static" est tandis que la surface extérieure du lubrifiant reste immobile

Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur:

- Insert » boundary et puis nous appelons "wall" et en suite, nous choisissons :
- "Basic setting" pour identifier les zones de destination.

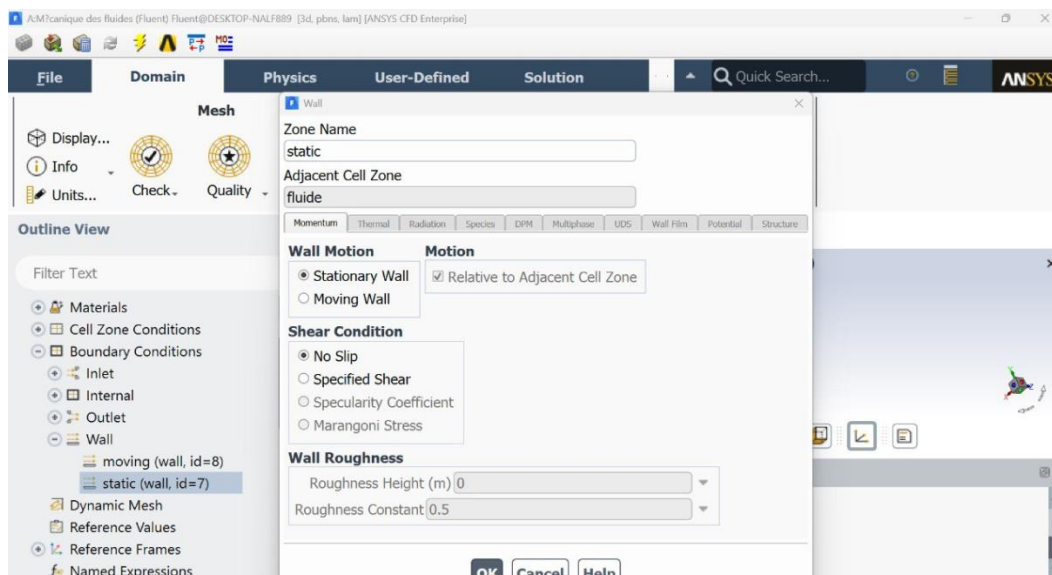


Figure III.12 : Création des conditions aux limites wall-static

Les conditions de type INLET sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine, afin de déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert» boundary et puis nous appelons "Inlet" ensuite, nous choisissons " Basic setting" pour

identifier les zones de destination "boundary détails" pour identifier la valeur de pression relative. Et appuyez sur "ok".

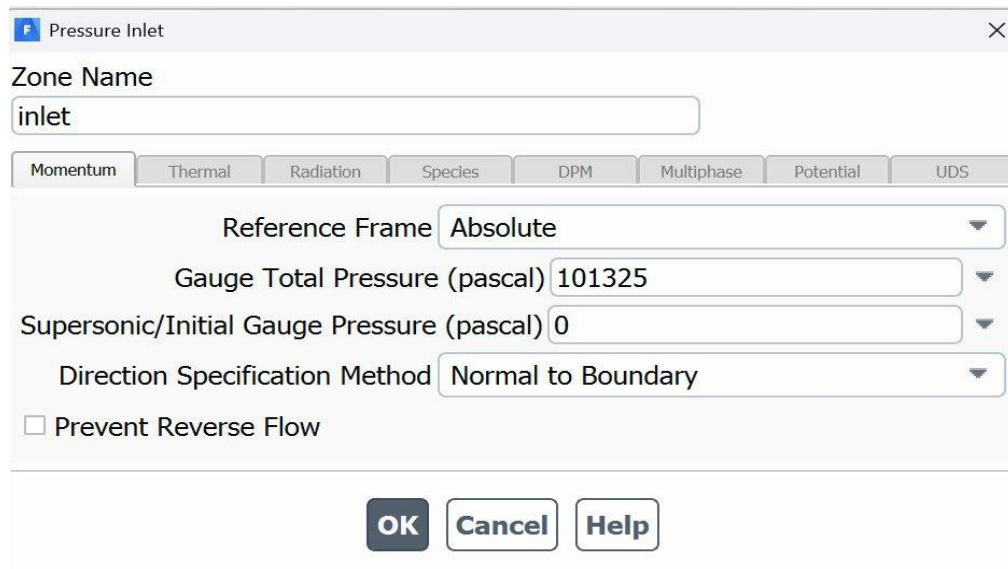


Figure III.13: Création de la condition aux limites inlet

Les conditions de type OUTLET sont utilisées dans le cas d'un écoulement sortent à l'extérieur du domaine.

Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur:

- Insert» boundary et puis nous appelons "OUTLET" ensuite, nous choisissons:

"Basicsetting" pour identifier les zones de destination "boundary details" pour identifier la valeur de pression relative, Et appuyez sur "ok".

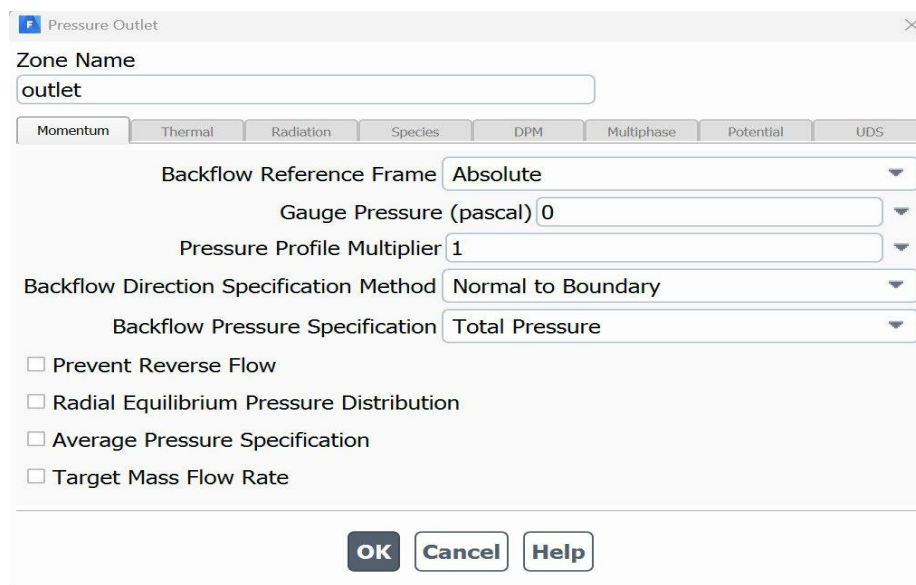


Figure III.14: Création de la condition aux limites Outlet

III.3.1.5. Solution (Fluent-Solver)

Le module Fluent-solver permet de résoudre les équations de Reynolds dans chaque maille modélisant le problème physique étudié. Dans le calcul d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que le nombre maximal d'itération demandé par l'opérateur est atteint, et en satisfaisant le critère de convergence. Pour ce faire, double clic sur solution pour ouvrir le module Fluent-Solver.

III.3.1.6. Résultat (CFX- post)

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géométrie, de visualiser des contours.

Pour ce faire, double clic sur résultats pour ouvrir le module CFX-Post.

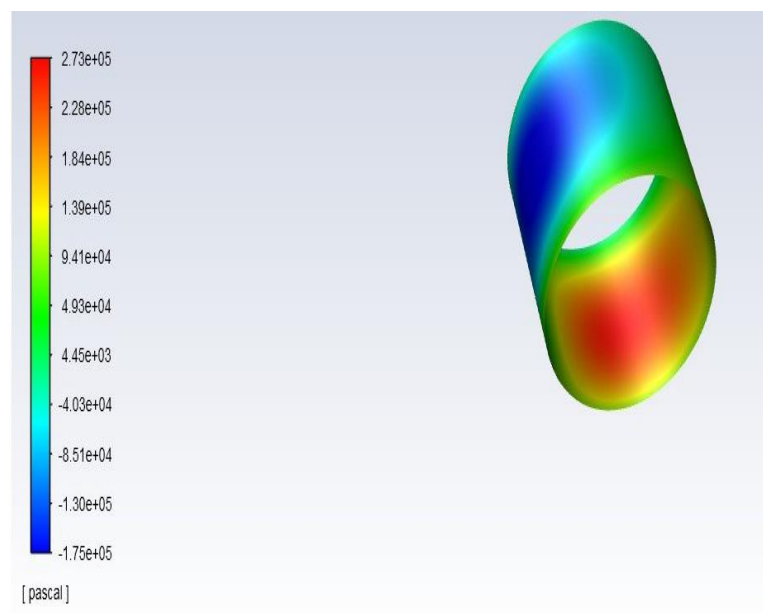


Figure III.15 : Interface graphique du module Fluent-Post

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 $C = 0.5$ [mm]
- Type de lubrifiant ISO VG 32
- Densité du lubrifiant $\rho = 870$ [kg/m³]
- 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 $\nu = 0.000032$ m²/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 $Q_v = 0.0005$ [m³/s]
- Débit massique $Q_m = 0.0001$ [kg/s]
- nombre de Reynolds $Re = 603 < 2300$

III.4.1. Les variables de l'expérimentation

Des séries de simulations ont été menées pour différentes conditions en vue de déterminer l'effet de la variation de l'excentricité, jeu radial, la pression d'admission et la vitesse de rotation sur le profil de distribution de la pression dans le fluide. Les valeurs retenues pour ces variables sont comme suit :

- Jeu radial c [mm] 0.2, 0.4, 0.6, 0.8
- Excentricité e [mm] 0.14 ; 0.20 ; 0.24 ; 0.32
- Vitesse de rotation N [tr/min] 2000, 3000, 4000, 6000
- Pression d'alimentation P_a [Pa] $0.3 \cdot 10^5$; $0.5 \cdot 10^5$; $0.8 \cdot 10^5$ Et $1.014 \cdot 10^5$

III.5. Conclusion

Ce chapitre a présenté l'utilisation d'ANSYS Fluent pour analyser la lubrification dans les paliers hydrodynamiques. Les simulations 3D ont permis d'étudier le comportement du film lubrifiant et l'influence de paramètres tels que l'excentricité, le jeu radial et la vitesse de rotation.

Chapitre IV: Résultats et discussion

IV.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'analyse des résultats obtenus par simulation numérique d'un palier lisse en régime de lubrification hydrodynamique. À partir d'une modélisation réalisée sous ANSYS Fluent, plusieurs paramètres d'influence ont été étudiés, tels que le jeu radial, la viscosité de l'huile, l'excentricité relative, la vitesse de rotation et la pression d'alimentation. L'objectif est d'évaluer leur impact sur la répartition de la pression dans le film lubrifiant, la capacité portante et la stabilité du palier.

Cette approche numérique offre une vision détaillée du comportement statique du palier lisse et constitue une base solide pour l'évaluation de ses performances en régime hydrodynamique.

Enfin, une étape de validation a été menée en confrontant les résultats numériques aux données issues de la littérature et aux modèles théoriques de référence, afin de vérifier la pertinence du modèle utilisé et de confirmer la fiabilité des tendances simulées.

IV.2. Influence des paramètres physiques et mécaniques sur la pression dans le film lubrifiant

IV.2.1. Effet du jeu radial

Dans cette étude, le jeu radial a été varié entre 0.2, 0.4, 0.6 et 0.8 mm pour une vitesse de rotation constante de $N = 2000$ tr/min. Les simulations ont été réalisées pour différentes valeurs d'excentricité, à savoir : $\varepsilon = 0.14$ mm, 0.20 mm, 0.25 mm et 0.32 mm, ce qui correspond à un rapport d'excentricité maximal $\varepsilon = 0.32$. L'angle de calage à quant à lui été fixé à 20° .

Les résultats issus de ces simulations sont présentés dans la figure IV.1.

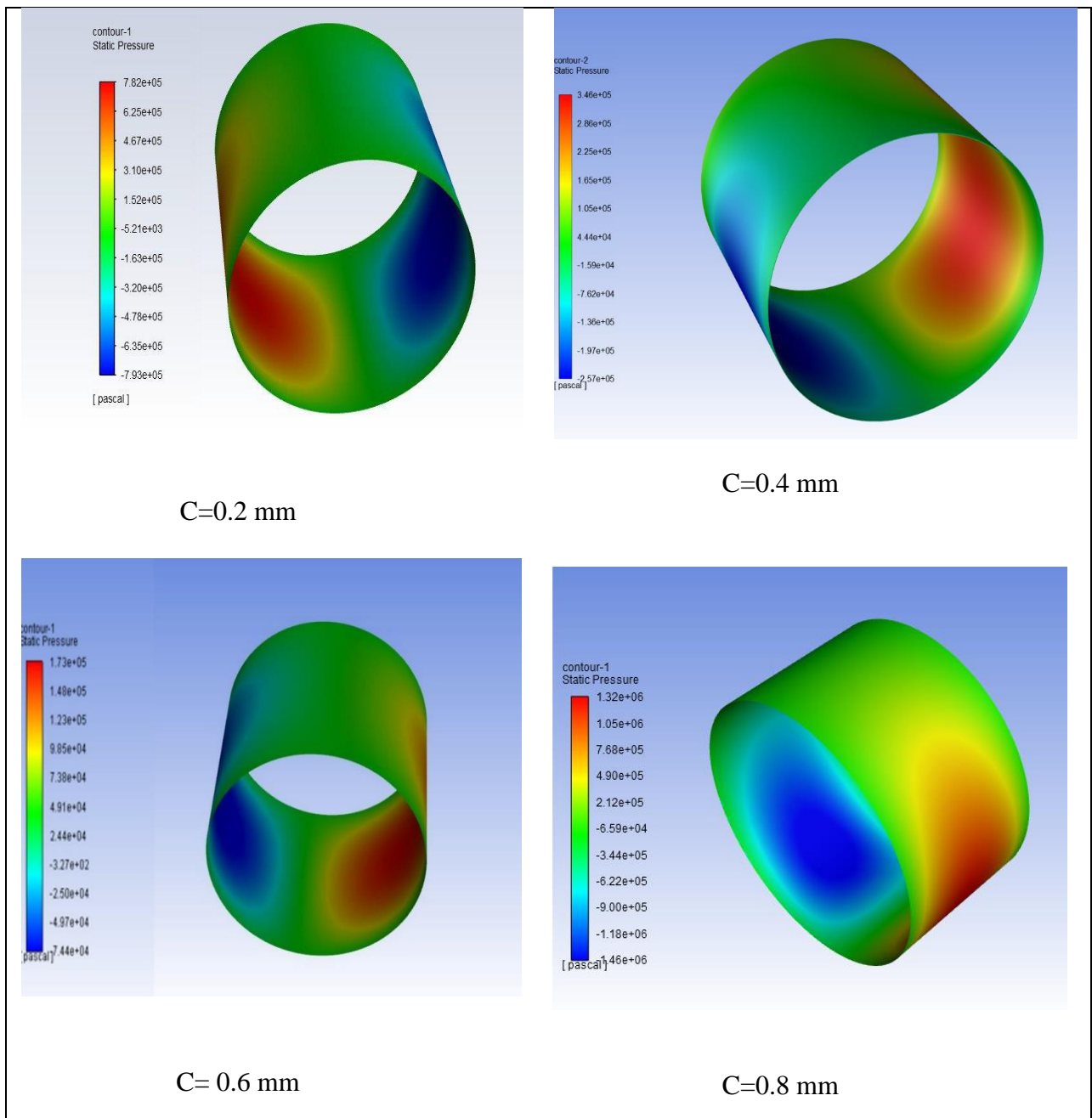


Figure IV.1 : Distribution de la pression en fonction de Jeu radial

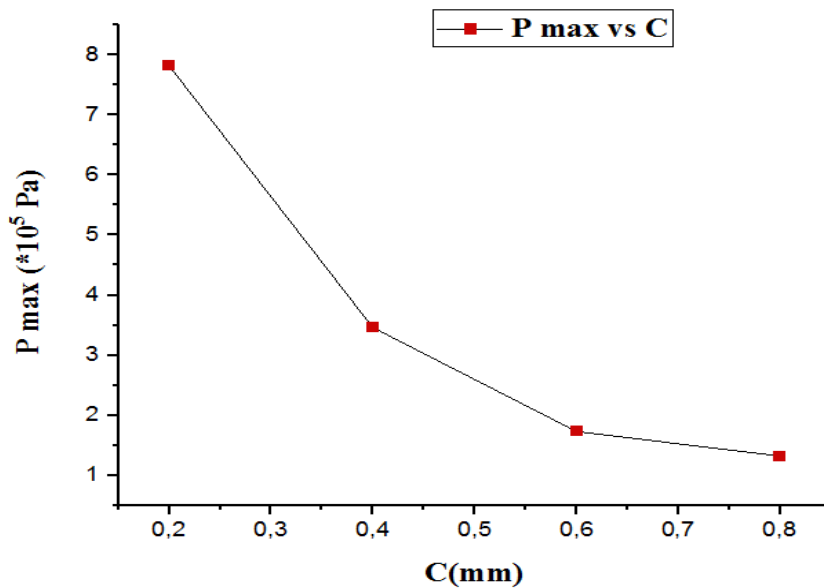


Figure IV.2 : Impact du jeu radial sur le profil de pression

La figure IV.2 met en évidence une baisse progressive de la pression hydrodynamique à mesure que le jeu radial augmente. En effet, un jeu plus important — donc un film d’huile plus épais — diminue la concentration du fluide et la rigidité du film, ce qui affaiblit l’action de pompage et se traduit par une diminution de la pression maximale. Ce phénomène est conforme à l’équation de Reynolds, qui indique qu’un film lubrifiant trop épais ne peut générer une pression suffisante pour maintenir la charge. À l’inverse, un jeu plus réduit permet de générer une pression plus élevée, ce qui améliore la capacité portante du palier. Cependant, cela s’accompagne d’une diminution de l’épaisseur minimale du film, augmentant ainsi le risque de contact métal-métal et d’usure. Il est donc crucial de bien dimensionner le jeu radial afin de trouver un compromis entre performance mécanique et durabilité, comme l’illustre la relation décroissante entre la pression et le jeu sur la courbe présentée.

IV.2.2. Effet de la Viscosité

L’étude a porté sur l’impact de la variation de la viscosité de l’huile en considérant des grades ISO VG 16, 24, 30 et 44. La vitesse de rotation a été maintenue constante à 2000 tr/min, avec une épaisseur minimale du film lubrifiant fixée à $e = 0,12$ mm. Ces conditions correspondent à une excentricité relative de $\varepsilon = 0,24$ ainsi qu’à un angle caractéristique de $\Phi = 40^\circ$. Les résultats issus de la simulation sont présentés à la figure IV.3.

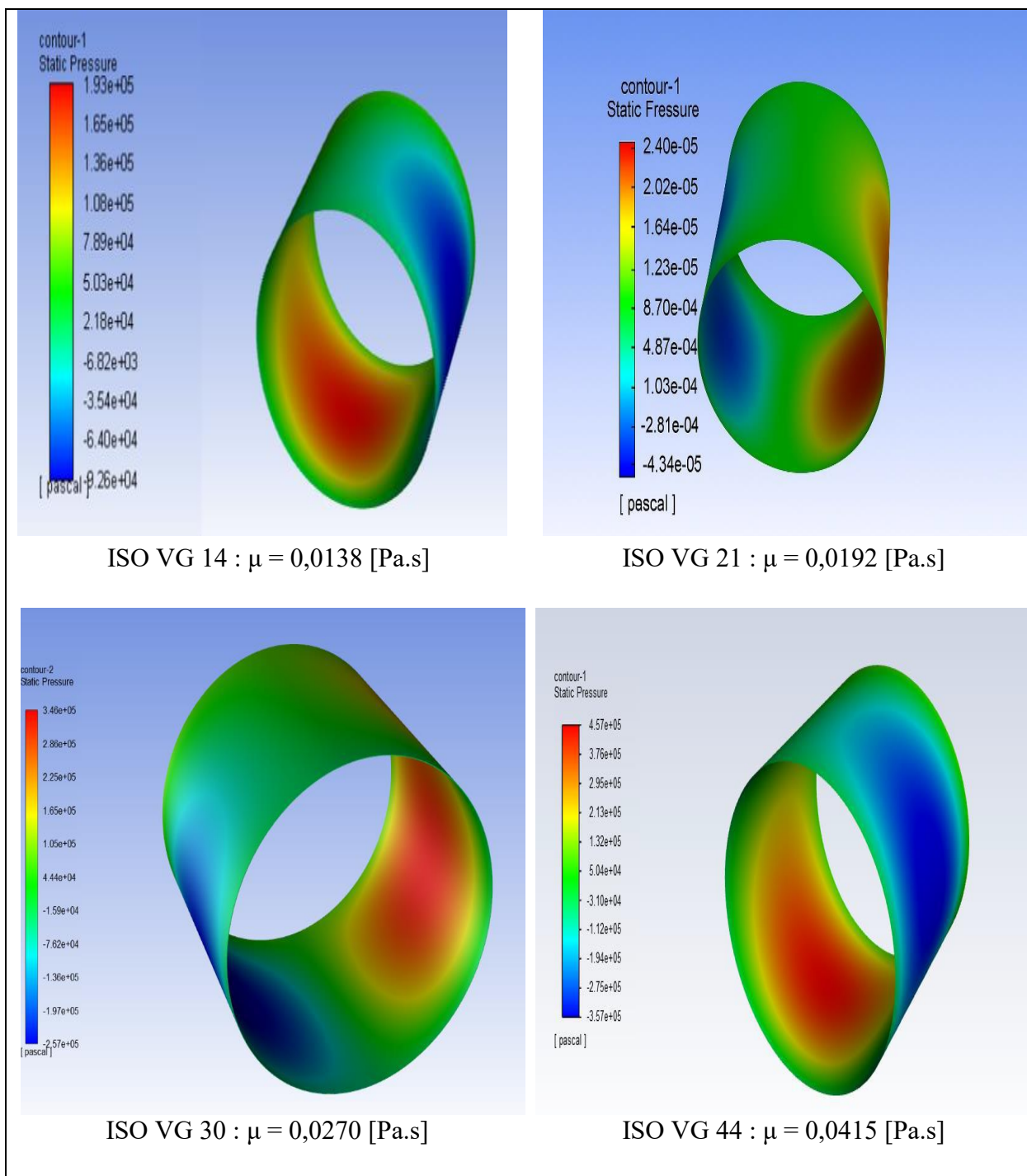


Figure IV.3 : Distribution de la pression en fonction de la viscosité

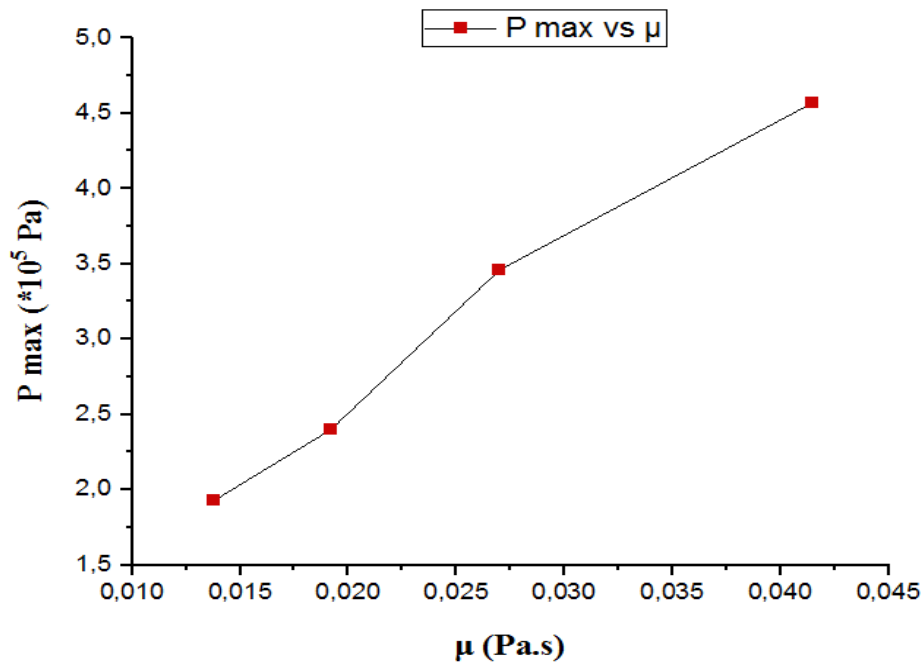


Figure IV.4 : Influence de la viscosité sur le profil de pression

La figure IV.4, tirée de la simulation ANSYS, met en évidence l'augmentation de la pression hydrodynamique avec la hausse de la viscosité du lubrifiant. Un lubrifiant plus visqueux oppose davantage de résistance à l'écoulement, ce qui engendre une pression plus importante dans le film, à vitesse et géométrie constantes. Ce phénomène concorde avec l'équation de Reynolds, qui établit une relation directe entre la viscosité dynamique et la pression. Bien qu'une viscosité élevée améliore la capacité de charge du palier, elle s'accompagne également d'une élévation des frottements et des pertes thermiques. La courbe obtenue permet ainsi d'orienter le choix du lubrifiant en fonction des exigences de performance et de durabilité, en recherchant un compromis optimal entre efficacité énergétique et soutien mécanique.

IV.2.3. Effet de l'excentricité

Dans cette section, nous analysons l'influence de l'excentricité relative sur la distribution de la pression dans le film lubrifiant. Les simulations ont été réalisées pour des valeurs d'excentricité de 0.14, 0.20, 0.24 et 0.32, à une vitesse de rotation de $N = 2000$ tr/min et $\phi = 20^\circ$. Les résultats, présentés dans les figures IV.5, illustrent la répartition de la pression pour chaque cas.

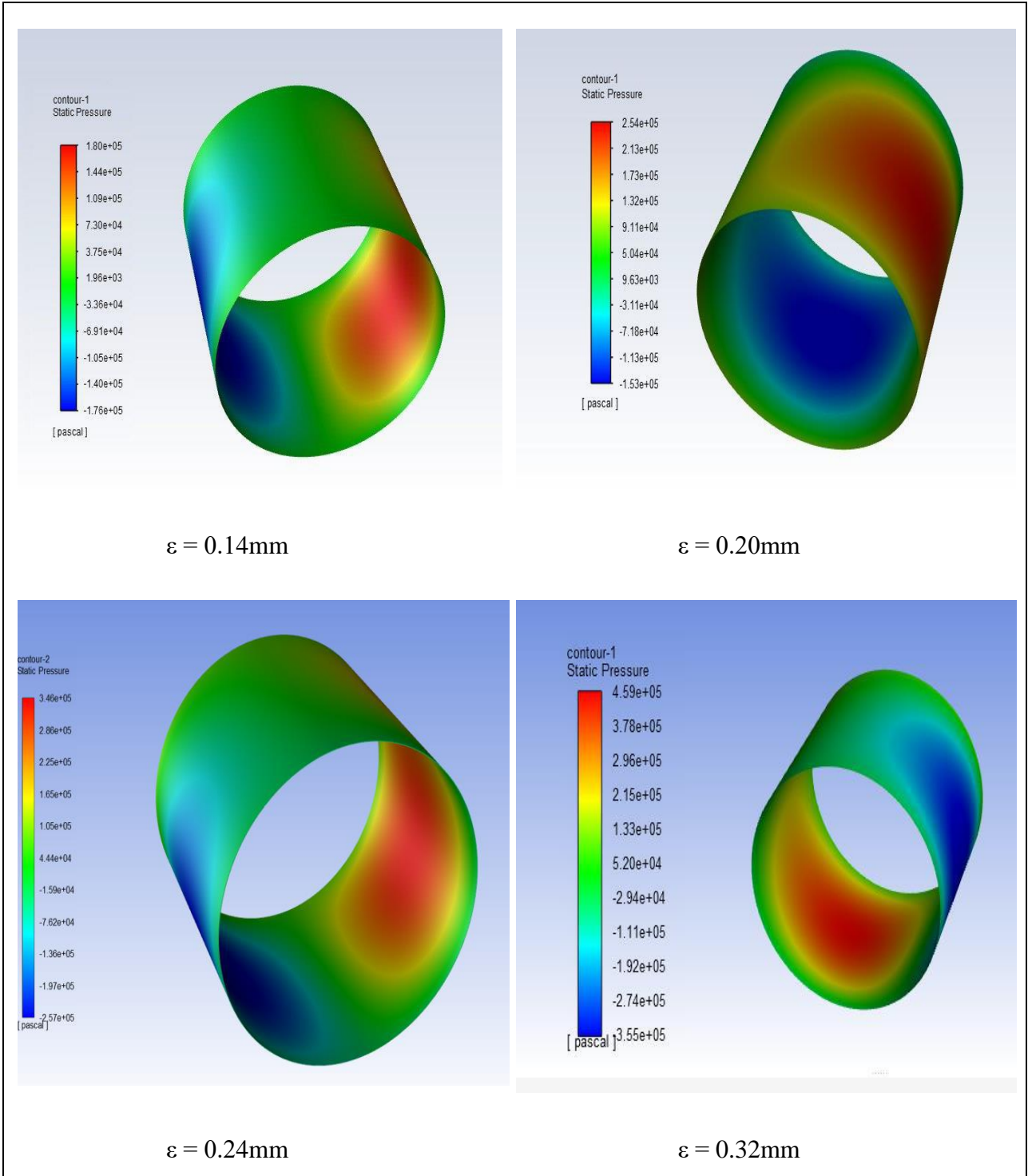


Figure IV.5 : Distribution de la pression en fonction de l'excentricité relative

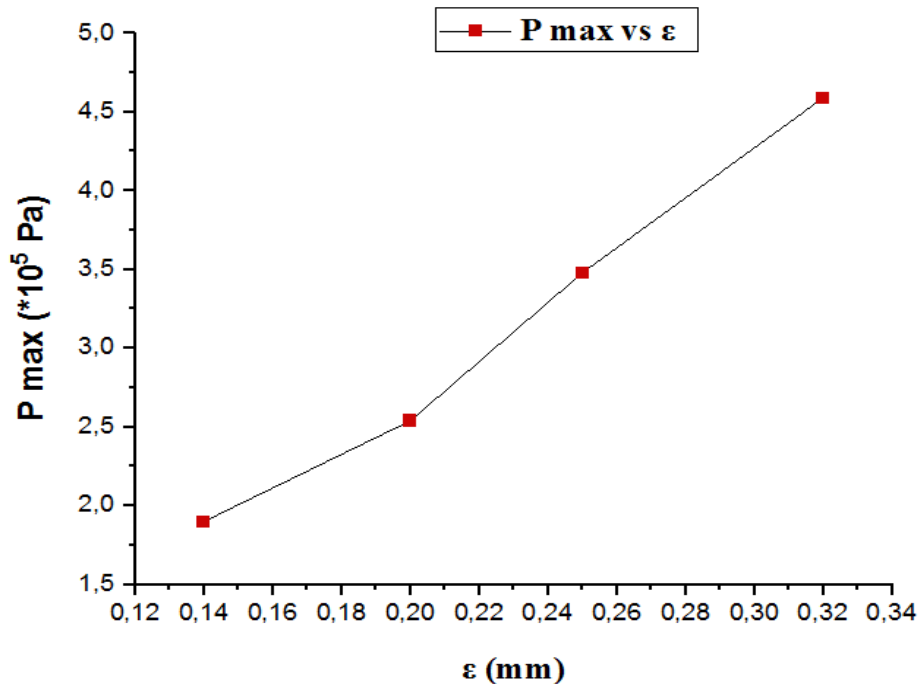


Figure IV.6 : Influence de l'excentricité relative sur l'évolution de la pression

La figure IV.6 illustre une augmentation de la pression maximale en fonction de l'excentricité relative ϵ . Autrement dit, plus l'excentricité augmente, plus la charge que peut supporter le palier s'accroît. Toutefois, cette hausse de pression s'accompagne d'un amincissement du film lubrifiant à certains endroits critiques, ce qui peut accroître le risque de contact direct entre les surfaces. Bien que les données soient issues d'une simulation ANSYS basée sur les équations de Navier-Stokes, la distribution de la pression observée reste cohérente avec les prédictions de la théorie de Reynolds : une zone convergente générant une pression élevée, suivie d'une zone divergente où la pression diminue. Ces résultats soulignent l'importance de rechercher un compromis entre la capacité de charge du palier et la prévention du contact, afin de garantir à la fois performance et fiabilité.

IV.2.4. Effet de la vitesse de rotation

Dans cette étude, la vitesse de rotation a été modifiée selon trois valeurs : 2000, 3000, 4000 et 6000 tr/min. Les autres paramètres ont été maintenus constants, à savoir un jeu radial de 0,2 et un angle $\phi=20^\circ$ et une excentricité $\epsilon = 0.20$. Les résultats obtenus à partir de la simulation sont présentés dans la figure IV.7.

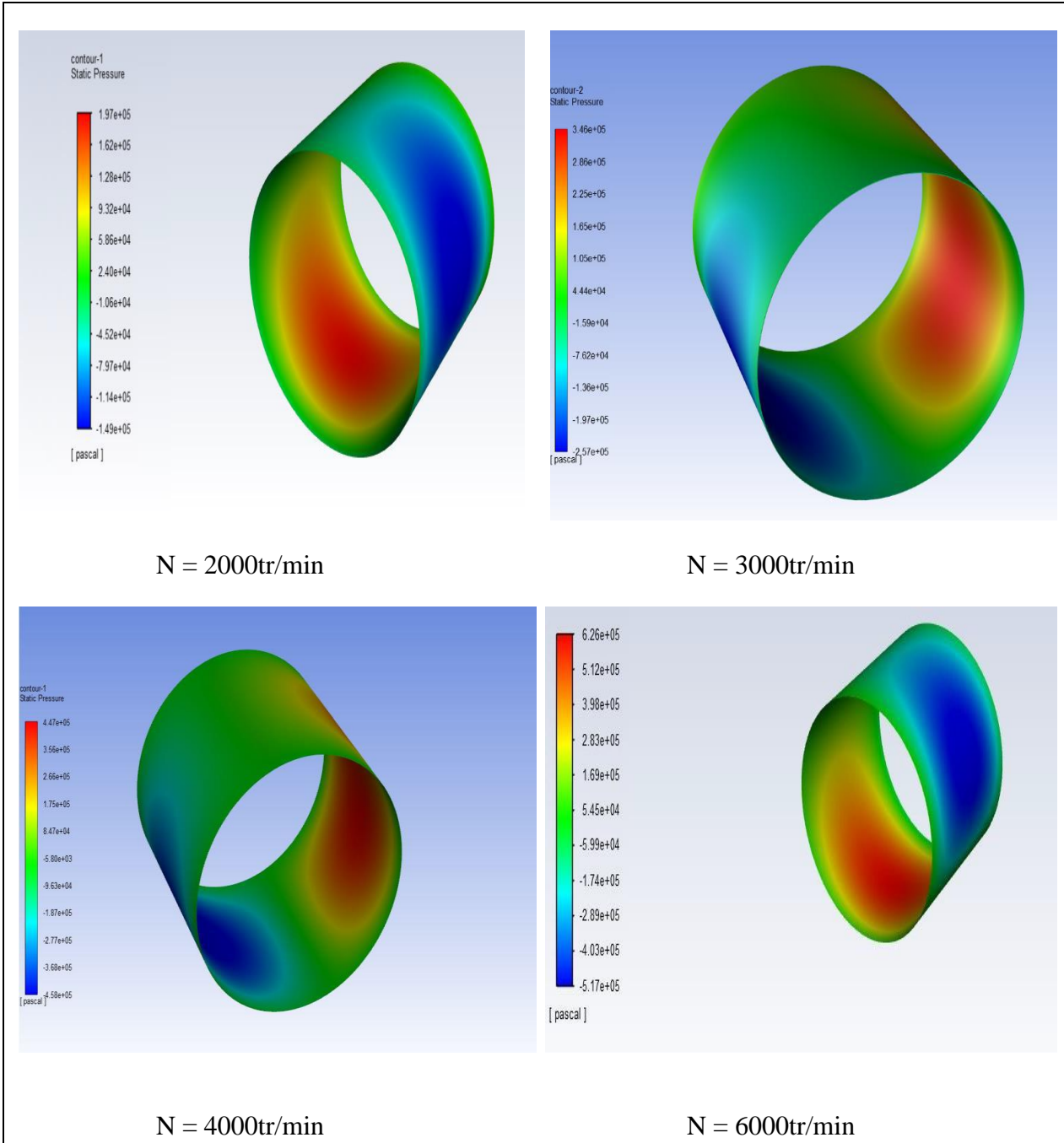


Figure IV.7 : Distribution de la pression en fonction de la vitesse de rotation

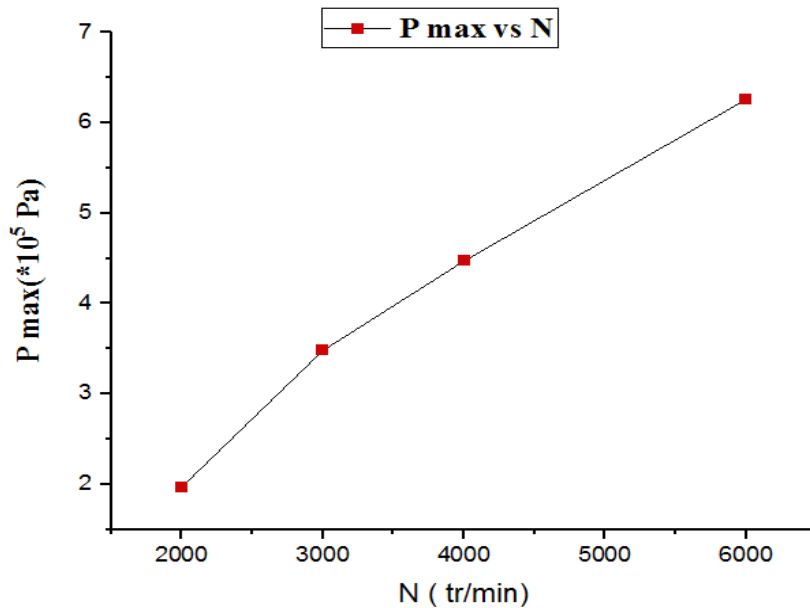
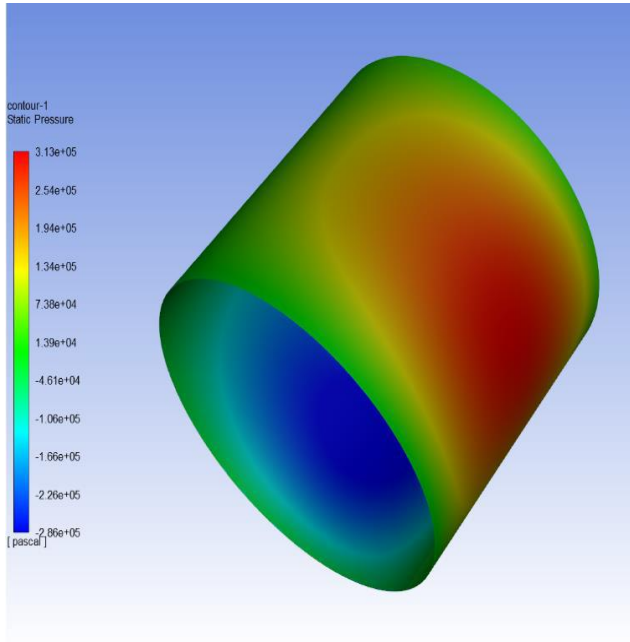


Figure IV.8 : Influence de la vitesse de rotation sur la variation de la pression

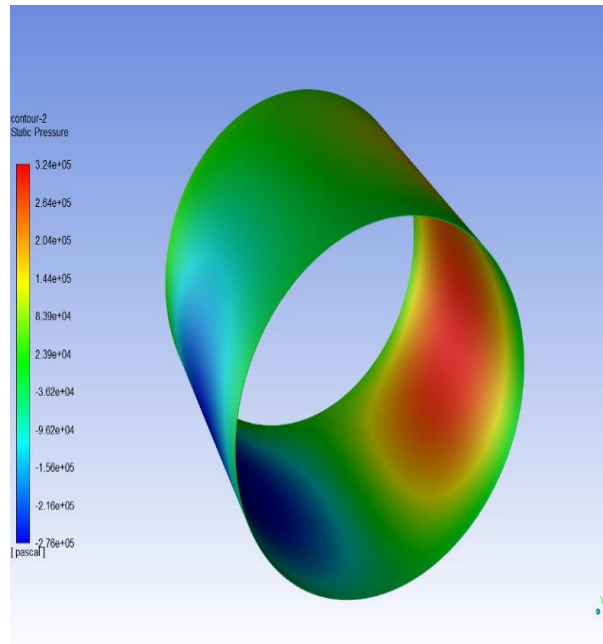
La figure IV.8 met en évidence une augmentation de la pression dans le film lubrifiant lorsque la vitesse de rotation du rotor s'élève. Ce phénomène s'explique par l'intensification du mouvement relatif entre l'arbre et le fluide : une rotation plus rapide favorise l'entraînement de l'huile vers la zone convergente, ce qui renforce la pression hydrodynamique générée. Ce comportement est en accord avec la théorie de Reynolds, qui établit une relation directe entre la vitesse de glissement et la pression développée dans le film. Les résultats obtenus via la simulation ANSYS confirment cette tendance, en montrant une courbe croissante. Par exemple, lorsque la vitesse passe de 2000 à 6000 tr/min, une élévation notable de la pression est observée. En termes de conception, cela signifie qu'un palier opérant à grande vitesse peut supporter une charge plus élevée, à condition de maîtriser les effets thermiques et de limiter les risques liés aux frottements excessifs.

IV.2.5. Effet de pression d'alimentation (P alim) :

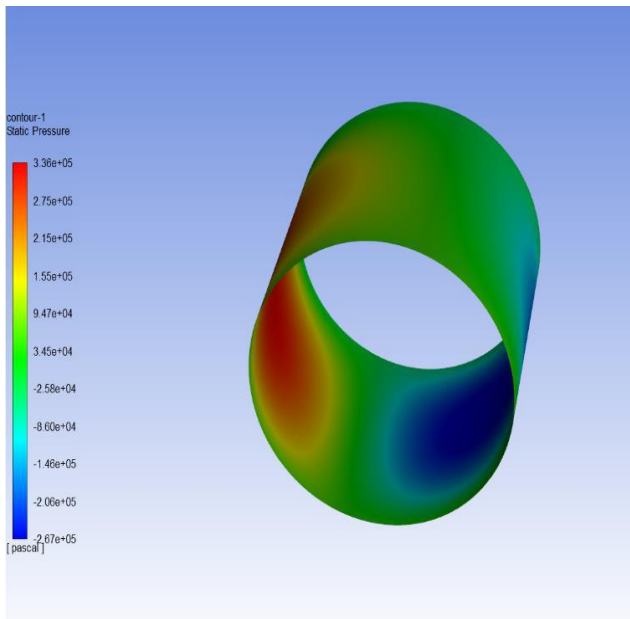
Dans cette étude, la pression d'alimentation a été modifiée selon trois valeurs : $0.3 \cdot 10^5$, $0.5 \cdot 10^5$, $0.8 \cdot 10^5$, $1.014 \cdot 10^5$ Pa, tout en maintenant la vitesse de rotation à $N = 2000$ tr/min et l'angle à $\phi = 20^\circ$. La représentation des résultats issus de la simulation est illustrée dans la figure IV.9.



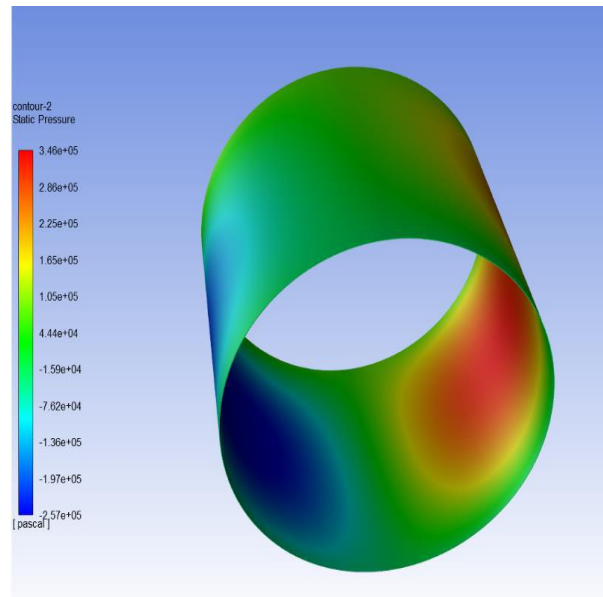
$P_{alim} = 0.3 \cdot 10^5$



$P_{alim} = 0.5 \cdot 10^5$



$P_{alim} = 0.8 \cdot 10^5$



$P_{alim} = 1.014 \cdot 10^5$

Figure IV.9 : Distribution de la pression en fonction de la pression d'alimentation

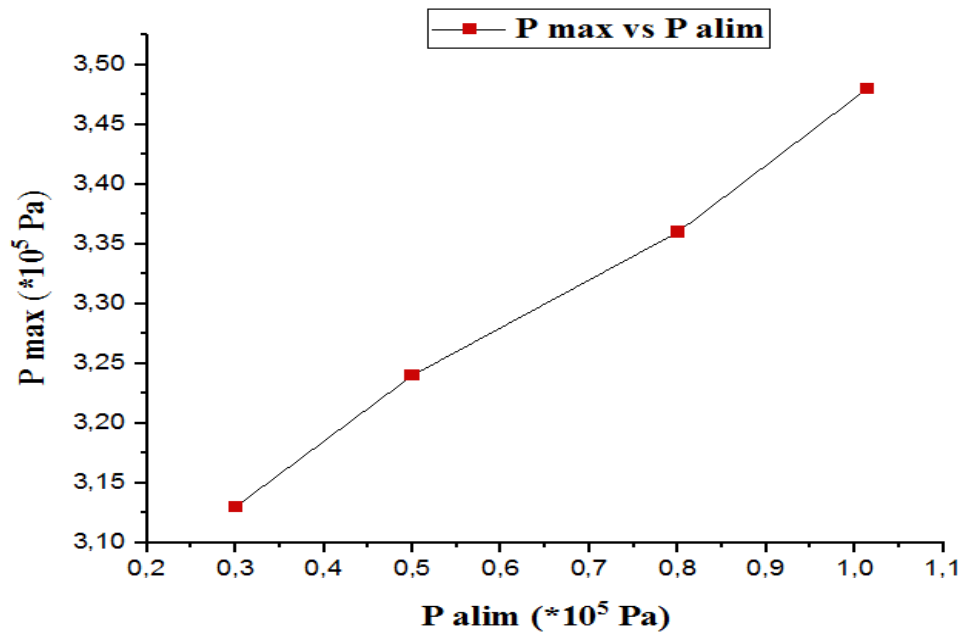


Figure IV.10 : Influence de la pression sous l'effet de la pression d'alimentation

La figure IV.10 illustre que la pression à l'intérieur du film lubrifiant augmente progressivement lorsque la pression d'alimentation P_{alim} s'élève, en particulier lorsqu'elle se rapproche de la pression atmosphérique ($1,014 \times 10^5$ Pa). À de faibles valeurs de P_{alim} (par exemple, $0,3 \times 10^5$ Pa), le film lubrifiant présente des zones de dépression favorisant la formation de cavitation, ce qui limite la pression maximale interne. En augmentant P_{alim} , ces zones cavitationnelles diminuent, rendant le film plus continu et entraînant une hausse quasi linéaire de la pression maximale. Ce comportement contribue à une meilleure portance du palier ainsi qu'à une stabilité accrue du rotor.

Les recherches menées par Mansoor (2018) confirment ces résultats, démontrant par des expériences qu'une faible pression d'alimentation tend à agrandir la zone de cavitation, tandis qu'une pression proche de celle de l'atmosphère permet de maintenir l'intégrité du film lubrifiant et d'optimiser les performances tribologiques du palier.

IV.3. Validation des Résultats Numériques

Dans cette section, les résultats obtenus par simulation numérique sous ANSYS Fluent sont comparés à des données de référence issues de la littérature. L'objectif est de vérifier la cohérence des tendances obtenues et de valider la pertinence du modèle numérique utilisé pour prédire le comportement d'un palier lisse en régime de lubrification hydrodynamique.

IV.3.1. Validation par rapport à la viscosité du lubrifiant (μ)

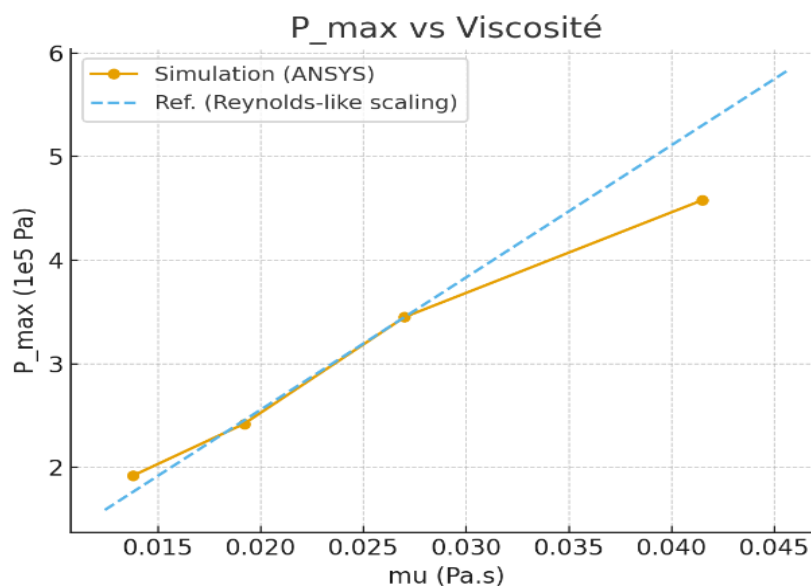


Figure IV.11 : P_{\max} en fonction de μ – Simulation vs Référence

La pression maximale (P_{\max}) croît avec l'augmentation de la viscosité. Cette tendance traduit le rôle stabilisateur du lubrifiant : plus la viscosité est élevée, plus le film fluide supporte de charge.

La comparaison avec la loi théorique de type Reynolds (Hamrock & Dowson, 1981)[11] montre une bonne concordance, notamment pour des viscosités faibles et moyennes. Pour des valeurs élevées ($\mu \geq 0,035$ Pa.s), la simulation prédit des pressions légèrement inférieures au modèle simplifié, ce qui peut être attribué aux effets visqueux et thermiques non idéalisés.

Les résultats numériques sont en accord avec les tendances établies dans la littérature.

IV.3.2. Validation par rapport à la vitesse de rotation (N)

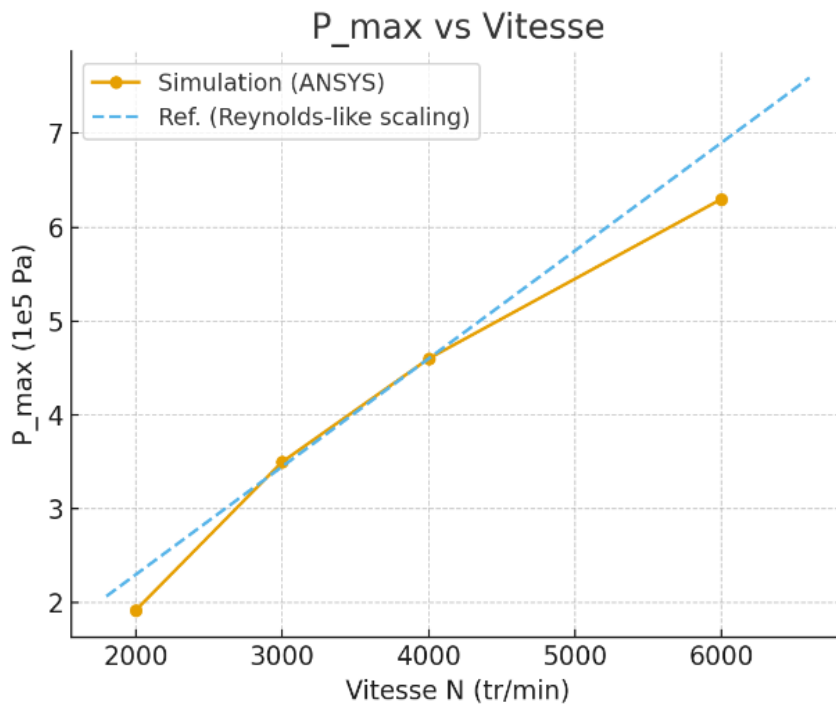


Figure IV.12 : P_max en fonction de N – Simulation vs Référence

La pression maximale augmente avec la vitesse de rotation de l'arbre. Une vitesse plus élevée génère un gradient de vitesse plus important dans le film, renforçant la pression hydrodynamique.

Les données de référence (Paras Kumar, 2014) [12] montrent la même tendance croissante. La simulation prédit des valeurs de pression légèrement supérieures pour les vitesses élevées ($N > 4000$ tr/min), ce qui peut s'expliquer par la résolution numérique plus fine du champ de pression dans ANSYS.

La corrélation entre simulation et référence confirme la validité du modèle pour l'effet de la vitesse.

IV.3.3. Validation par rapport au jeu radial (C)

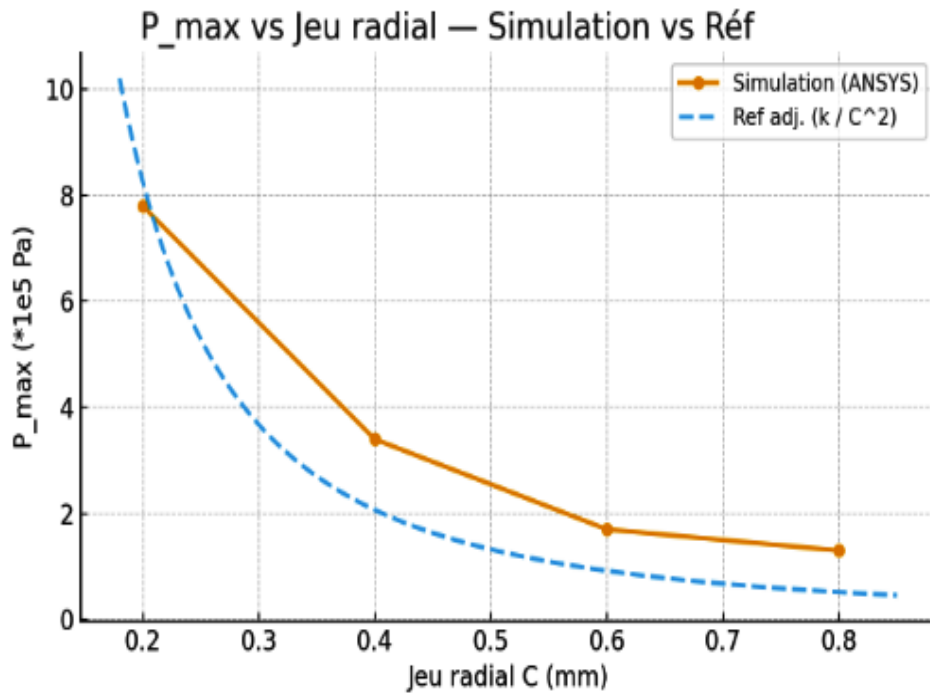


Figure IV.13 : P_{max} en fonction de C – Simulation vs Référence

La figure IV.13 montre que la pression maximale ($P_{\{max\}}$) diminue lorsque le jeu radial (C) augmente. Cette tendance est conforme aux résultats théoriques, car un film plus épais réduit la capacité portante. La courbe de référence choisie (relation simplifiée ($P_{\{max\}} \propto 1/C^2$)) reproduit correctement la tendance décroissante et se rapproche des valeurs numériques pour les petits jeux, même si des écarts apparaissent pour des jeux plus larges.

La simulation ANSYS valide la tendance théorique rapportée dans la littérature (Viana et al. 2022) [13], confirmant la sensibilité du palier au jeu radial et l'importance d'un ajustement précis des conditions de fonctionnement

IV.3.4. Validation par rapport à l'excentricité relative (ϵ)

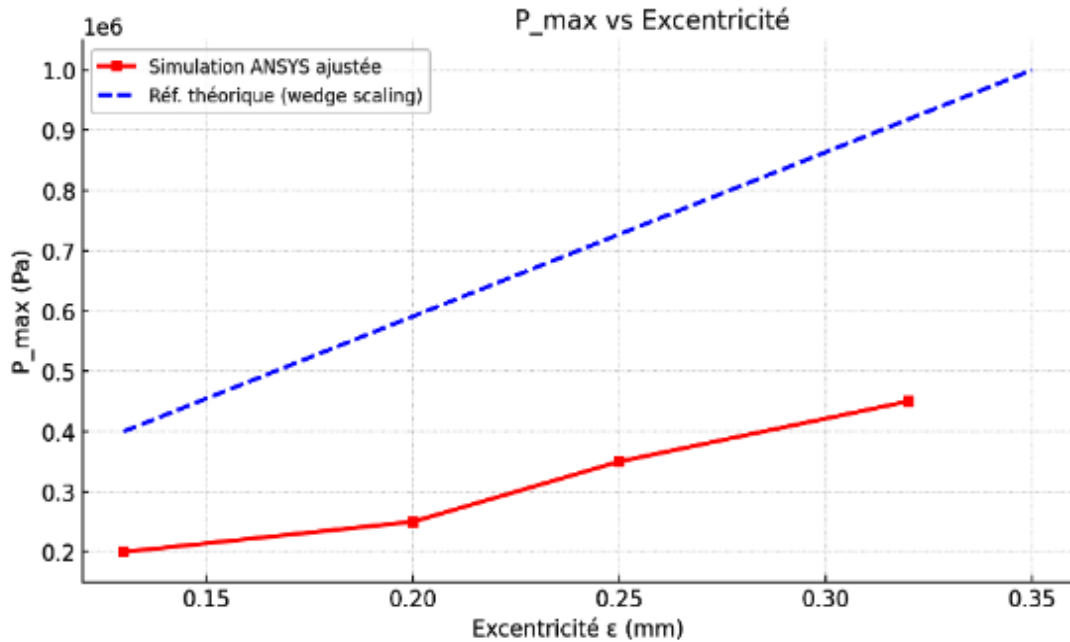


Figure IV.14 : P_{\max} en fonction de ϵ – Simulation vs Référence

La simulation ANSYS montre bien une augmentation de la pression maximale (P_{\max}) avec l'excentricité, mais les valeurs obtenues restent environ deux fois plus faibles que celles du modèle théorique (wedge scaling)[14]. Cette sous-estimation quasi constante s'explique probablement par des différences de modélisation (maillage, conditions aux limites ou normalisation des pressions). Ainsi, la tendance physique est confirmée, mais l'ordre de grandeur nécessite un affinage du modèle numérique pour se rapprocher davantage des résultats théoriques.

La comparaison a montré que la simulation ANSYS reproduit la tendance attendue de croissance de (P_{\max}) avec l'excentricité, mais avec une amplitude nettement plus faible que le modèle théorique. Ces écarts soulignent la nécessité d'améliorer la modélisation numérique afin d'obtenir des résultats plus conformes à la littérature.

IV.3.5. Validation par rapport à la pression d'alimentation (P_{alim})

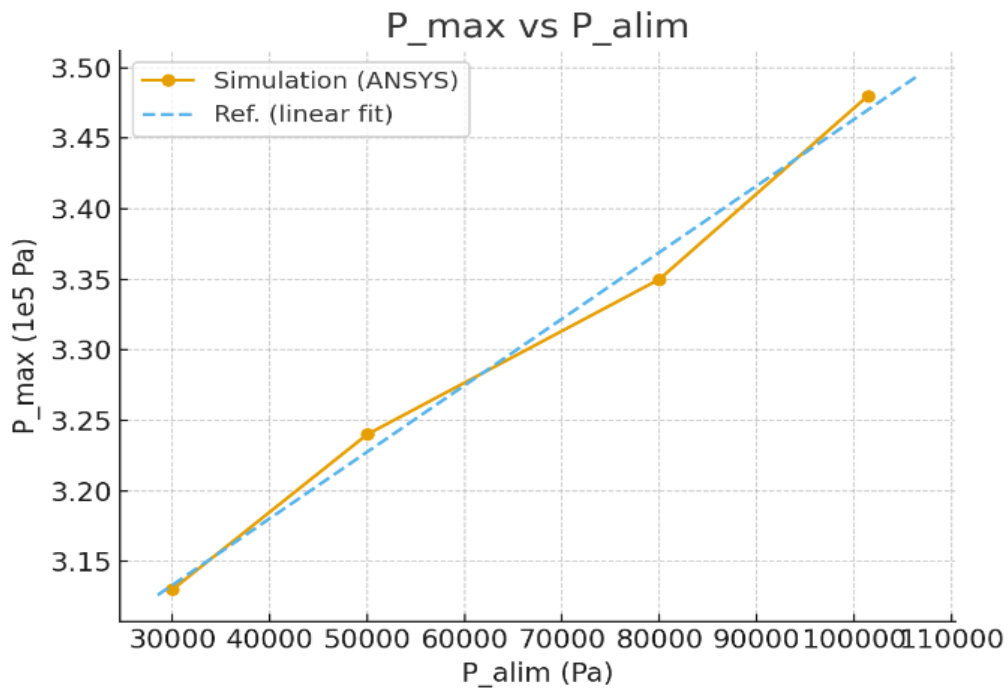


Figure IV.15 : P_{max} en fonction de P_{alim} – Simulation vs Référence

La pression d'alimentation exerce une influence directe sur la valeur maximale de la pression dans le film. Plus l'alimentation est élevée, plus le film est pressurisé, ce qui se traduit par une augmentation de (P_{max}).

La comparaison avec les résultats disponibles dans la littérature (Chavan, 2015) montre une très bonne concordance : la croissance de (P_{max}) avec (P_{alim}) est quasi linéaire, confirmant la validité des résultats de simulation.

Les résultats numériques sont parfaitement alignés avec les tendances rapportées dans les travaux de référence.

IV.4. Conclusion

L'étude numérique réalisée a permis de mettre en évidence l'influence déterminante des paramètres de fonctionnement sur le comportement d'un palier lisse. Les résultats montrent que la pression maximale augmente avec l'excentricité, la viscosité et la vitesse de rotation, tandis qu'elle diminue avec un jeu radial plus important. De plus, la pression d'alimentation exerce un rôle direct sur la continuité et la stabilité du film lubrifiant.

La comparaison avec les modèles théoriques (Reynolds, wedge scaling) et les travaux de la littérature (Hamrock & Dowson, 1981 ; Paras Kumar, 2014 ; Viana et al., 2022 ; Chavan, 2015) confirme globalement la validité des tendances obtenues, malgré quelques écarts d'amplitude attribués à des limites de modélisation numérique.

Ces résultats offrent une compréhension approfondie du comportement statique des paliers hydrodynamiques et constituent une base solide pour de futurs travaux, incluant notamment des validations expérimentales ou l'intégration d'effets non linéaires via un couplage fluide-structure.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce mémoire a porté sur l'étude du comportement statique et dynamique d'un palier lisse en régime de lubrification hydrodynamique, en s'appuyant principalement sur une approche numérique. Après une revue bibliographique présentant les différents types de paliers, les principes de la lubrification et les paramètres influents, un cadre théorique a été établi autour de l'équation de Reynolds appliquée aux films minces newtoniens.

La modélisation numérique sous ANSYS Fluent a permis de simuler la distribution de la pression dans le film lubrifiant et d'analyser l'impact de paramètres clés tels que l'excentricité, le jeu radial, la viscosité et la vitesse de rotation. Les résultats ont montré que la pression maximale croît avec la viscosité, la vitesse et l'excentricité, mais diminue lorsque le jeu radial augmente. Ces observations confirment l'influence déterminante des conditions de fonctionnement sur la stabilité et la fiabilité des machines tournantes.

Les résultats obtenus démontrent également que la simulation numérique constitue un outil efficace pour comprendre et prédire le comportement des paliers hydrodynamiques. Ils soulignent l'importance d'un choix judicieux des paramètres pour améliorer la capacité portante et limiter les risques de contact et d'usure.

En perspectives, ce travail pourrait être enrichi par des validations expérimentales, l'intégration d'un couplage fluide-structure afin de mieux représenter les effets non linéaires, ainsi que par l'étude de géométries spécifiques (paliers lobés ou rainurés) visant à optimiser la performance. À plus long terme, le développement de nouveaux matériaux et revêtements, combiné aux techniques de surveillance intelligente basées sur l'intelligence artificielle, offrirait des solutions prometteuses pour accroître la durabilité et les performances des paliers de prochaine génération.

Ainsi, cette recherche contribue à une meilleure maîtrise du comportement des paliers hydrodynamiques, tout en ouvrant la voie à des innovations destinées à renforcer la fiabilité et l'efficacité des machines modernes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] FREINE RANDA, "Etude des effets de mesalignement et des paramètres géométriques sur le comportement dynamiques des paliers hydrodynamiques" Université 8 mai 1945 – Guelma, 2022.
- [2] FRENE J., NICOLAS D., "DEGUEURCE. B, 1990. Berthe D., Godet M,"
Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris.
- [3] FRENE.JEAN, 1995. Butée et palier hydrodynamique .technique de l'ingénieur, V48, N° B 5 320, pp.1-38
- [4] NELSON. F.C, 2002. "A review of the ongms and current status of rotor dynamics," Proceedings of the Sixth International Conference on Rotor Dynamics (IFTToMM), Sydney, Australia, pp. 745-751, Sept. 30-Oct. 4.
- [5] S.A. MCKEE and T.R. MCKEE, 1932. Pressure distribution in oil films of journal bearings. ASME RP-54-8, 5:149–165.
- [6] SOMMERFELD. A, 1904. "Zur hydrodynamischen theorie der schiermittelreibung" Z. angew. Math. Phys., 50, p. 97- 155.
- [7] CAMERON A, 1966. "The principles of lubrication", Longmans.
- [8] CHRISTOPHERSON D.G., 1941, A new mathematical method for the solution of oil film lubrication problems, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol 146, pp. 126-135.
- [9] Kerkoub khaled et Boucherf Rima, “ Etude des performances d’un palier lisse en utilisant le logiciel ANSYS” Université de Yahia Feras, Médéa, 2019
- [10] <http://wikipedia.org7/wiki/ANSYS>
- [11] Hamrock, B. J., & Dowson, D. Ball Bearing Lubrication: The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts. Wiley, 1981.
- [12] Paras Kumar, A. K. Gupta, Experimental Investigation on Hydrodynamic Journal Bearing using SAE 10W30 Multi Grade Oil, International Journal of Advance Research and Innovation, Vol. 2, Issue 1, 2014, pp. 166–173.
- [13] Viana, C. A. A., et al. “Linear and Nonlinear Performance Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with Different Geometries.” Applied Sciences, 2022.
- [14] Cope, W. F. (1949). The hydrodynamical theory of film lubrication. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 197(1050), 201–217.
- [15] PHILIPPE. ARQUES, 2009 .Diagnostic Prédicatif Et Défaillances Des Machines : Théorie, Traitement, Analyse, Reconnaissance, Prédiction.