



République Algérienne Démocratique et
Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Centre Universitaire El-wancharissi de Tissemsilt



Institut de Sciences et de la Technologie
Département de Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en

Filière : **Génie mécanique**

Spécialité : **Installations Energétiques et Turbomachines**

Présentée par : **Chekai Mohamed Abdelileh**

Thème

Modélisation d'un palier lisse lubrifié par un fluide non-Newtonien

Déposé le,

Devant le Jury :

MERGHACH Sidi Mohamed	Examineur	M.C.A.	CU-Tissemsilt
BAGHDAD Mohamed	Examineur	M.C.A.	CU-Tissemsilt
MOSTEFA Kouider	Encadreur	M.C.B.	CU-Tissemsilt

Année universitaire : 2019-2020

Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein de l'institut des sciences et technologies de l'Université de Ahmed Ben Yehia El WANCHARISSI de Tissemsilt Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Kouider Mostefa, pour avoir accepté de diriger ce travail.

Je le remercie pour avoir toujours été présent et pour ses conseils et ses encouragements.

J'adresse mes remerciements à Monsieur, Merghache Sidi Mohamed maître de conférences, pour avoir accepté de présider le jury de mon mémoire de master.

Je remercie également Monsieur Baghded Mohamed pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Je dédie ce travail :

A mes parents paix a leurs âmes

A ma famille, pour tous leurs sacrifices, leurs amours, leurs tendresses, et leurs prières dans toute ma vie.

A mes chers frères, Oussama, et Maroua.

A mes chers oncles, Hamid et Abdelhadi et leurs familles, Abdelaziz et Rahma, Rahil, mes chères tantes et leurs familles.

A Mes chères Islam, Hamid, Abdou, Nabil, Nouredine, Ammar, Mustapha, Amine ait chaalel et leurs familles A mon enseignant et sa famille.

A mes collègues et tous ceux qui m'estiment.

Merci pour leurs ces sacrifices pendant mes années d'étude, Et merci d'être toujours là pour moi.

Sommaire

Liste de figure

Liste des tableaux

Nomenclatures

Abréviations

Introduction général..... 1

CHAPITRE 1 : Etude Bibliographique

Introduction	3
1. Etat de l'art	3
2. Paliers lisses	6
3. Les différents types de palier lubrifiés	6
3.1. Paliers hydrodynamiques	7
4 Caractéristiques d'un palier	7
5. Paliers à géométrie fixe	8
5.1 Paliers lisses cylindriques.....	8
5.2 Caractéristiques géométriques.....	9
5.3 Les types des paliers cylindrique... ..	9
5.3.1 Palier infiniment long.....	9
5.3.2 Palier court.....	9
5.3.3 palier de longueur finie.....	10
5.4 Palier multi lobe	10
5.4.1 Palier à arc partiel.....	11
6 Palier à géométrie variable (Palier a patin oscillants)	12

CHAPITRE 2 : Modélisation Numérique

Introduction	15
1. Rappel des équations de base	15
2. Equation de Reynolds.....	16
3. Epaisseur du film lubrifiant	16
4. Condition aux limites	17
4.1. Modèle de Sommerfeld.....	17
4.2. Conditions de Gumbel	18
4.3. Conditions aux limites de Reynolds.....	19

5. Loi de comportement des fluides newtoniens et non-newtoniens.....	20
5.1. Fluides newtoniens.....	21
5.2. Fluides non newtoniens.....	21
6. Les caractéristiques hydrodynamiques.....	21
6.1 Charge portante.....	22
6.2 Couple de frottement.....	22
6.3 Coefficient de frottement.....	22
6.4 Puissance dissipée.....	22
6.5 Le débit.....	22
7. description du Code fluent.....	22
7.1 Modèle numérique utilisée par le code fluent.....	23
7.2 Etude de cas.....	23
8 Viscosité des fluides non-newtoniens.....	24
8.1 Modèle Herschell-Bulkly pour Bingham plastique.....	25
9 Conclusion.....	26

CHAPITRE 3 : Résultats et Discussions

Introduction.....	28
3 Présentation du problème.....	28
3.1 Représentation géométrique.....	28
3.2 Résultats et discussion.....	29
3.2.1 Comparaison des contours de pression.....	29
3.3 Cas d'un palier lisse lubrifiée par un fluide Newtonien.....	29
3.3.1 Influence de changement d'excentricité.....	30
3.3.2 Les profils de pression.....	30
3.4 Cas d'un palier lisse lubrifiée par un fluide non-Newtonien.....	32
3.4.1. Modèle Herschel-Bulkley.....	32
3.4.1.1 Influence de changement d'excentricité.....	32
3.4.1. Les profils de pression modèle de Herchell-Bulkly.....	33
3.4.2 Model de Bingham.....	34
3.4.2.1 Profiles de pression modèle de Bingham.....	36
Conclusion.....	38
Conclusion général.....	39
Bibliographie.....	40

Liste de figure

Fig I. 1-Différents types de paliers	7
Fig I. 2-Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique	8
Fig I. 3- Coussinets.....	9
Fig I. 4-Palier lisse cylindrique	10
Fig I. 5-Schématisation d'un palier à trois lobes.....	11
Fig I. 6-Schématisation d'un palier à arc partiel.	12
Fig I. 7-Photographie d'un palier à quatre patins oscillants.....	13
Fig II. 1Section droite du palier.....	17
Fig II. 2-Conditions aux limites de Sommerfeld	18
Fig II. 3-Conditions aux limites de Gumbel.....	19
Fig II. 4- Conditions aux limites de Reynolds.....	20
Fig II. 5-Variation de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de déformation.....	23
Fig II. 6-La géométrie d'un palier lisse sans maillage	24
Fig II. 7-La géométrie d'un palier lisse avec maillage	24
Fig III. 1Représentation géométrique du palier.....	28
Fig III. 2 Comparaison des contours de pression (a) étude actuelle (b) étude de Amit chauhan	29
Fig III. 3-Répartition de la pression pour $\epsilon_v = 0.2$	30
Fig III. 4 - Répartition de la pression pour $\epsilon_v = 0.4$	31
Fig III. 5-Répartition de la pression pour $\epsilon_v = 0.6$	31
Fig III. 6-profils de pression en fonction de position ($^\circ$) pour $\epsilon_v = 0.2/0.4/0.6$	31
Fig III. 7-Repartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.2$	32
Fig III. 8-Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.4$	32
Fig III. 9-Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.6$	33
Fig III. 10-Profil de pression en fonction de la position ($^\circ$)	34
Fig III. 11-Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.2$ Modèle Bingham	35
Fig III. 12-Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.4$ Modèle Bingham	35
Fig III. 13-Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_v = 0.6$	36
Fig III. 14-Profile de pression en fonction de position.....	37

Fig III. 15-Profiles de pression pour $\varepsilon_v = 0.2$	37
Fig III. 16-Profiles de pression pour $\varepsilon_v = 0.6$	37

Liste des tableaux

Tableau 1- Caractéristiques géométriques du palier.

Tableau 2- Caractéristiques du lubrifiant.

Tableau 3- Caractéristiques du lubrifiant non-Newtonien modèle Herschell-Bulkly.

Tableau 4- Caractéristiques du lubrifiant non-Newtonien modèle Bingham.

Nomenclatures

C_R	Jeu radial du palier, $C_R = R_C - R_a$	[mm]
R_a	Rayon de l'arbre	[mm]
R_c	Rayon de coussinet	[mm]
C/R	le jeu relatif	
L/D	Le rapport de longueur du palier par rapport à son diamètre	
O_a	Centre de l'arbre	
O_c	Centre du coussinet	
W	La charge extérieure appliquée à l'arbre	[N]
W_r	la charge radiale	[N]
α_2	L'amplitude circonférentiel de l'arc	
E	Excentricité du palier, $e = O_a O_c $	[mm]
\emptyset	Angle de calage	[°]
O	Centre géométrique de palier	
B	L'amplitude circonférentielle	
L	Longueur	[mm]
D	Diamètre	[mm]
R_L	Rayon de courbure	[mm]
O_i	Centre de courbure	
A	La valeur géothermique de palier	
P	Pression	[Mpa]
N	Vitesse de rotation	[tr/min]
M	Viscosité dynamique	[pa.s]
P_{EHD}	Pression élastohydrodynamique	[Mpa]
P_H	Pression d'Hertz	[Mpa]
U	Vitesse de glissement	[m/s]
H	Epaisseur du film	
(O, X, Y, Z)	Coordonnées cartésiennes	
ω_c	La vitesse de rotation de coussinet	[rad/s]
ω_a	La vitesse de rotation de l'arbre	[rad/s]
U_1, W_1	Les vitesses de la surface 1	[m/s]
U_2, V_2 et W_2	Les vitesses de la surface 2	[m/s]

ε	L'excentricité relative, $\varepsilon = \frac{e}{c}$	
S	Surface de contact	
Ds	Élément d'air	
\vec{n}	Vecteur unitaire normal à la surface	
\vec{e}_i	Vecteur unitaire porté par l'axe i	
M_i	Le Débit massique	[kg/s]
Q_i	Le Débit volumique	[m ³ /s]
C	Couple de frottement	
ρ	Masse volumique du lubrifiant	[kg/m ³]
T	Le temps	[s]
u, v, w	vitesse de fluide	[m/s]
ε_{ij}	Tenseur des taux de déformations	
τ_{ij}	Tenseur des Contrainte de cisaillement	
Ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
θ	Coordonnée circonférentielle adimensionnelle	[rad]
C_p	Chaleur spécifique de lubrifiant	[J/kg.K]
K	La conductivité thermique de lubrifiant	[W/m.K]
T_a	La température d'alimentation	[C°]

Abréviations

HD	Hydrodynamique
EP	extrême pression
EHD	élastohydrodynamique
UDF	User Defined Function
CFD	Computational Fluid Dynamics

Introduction général

Les machines tournantes jouent un rôle principale dans l'industrie et leurs champs d'utilisation est vaste (stations de production d'énergie, stations de pompes, systèmes de propulsions, machines-outils, automobiles, équipement médicaux, accessoires domestiques et bien d'autres domaines). Dans toutes ces machines, les paliers hydrodynamiques sont les éléments de base utilisés pour le guidage ou le support des rotors. Ces organes de guidage sont composés de trois corps, les deux premiers sont en mouvement relatives, le troisième c'est le lubrifiant qui les sépare. L'objectif principal était de développer une étude numérique comparative à l'aide du code commercial ANSYS FLUENT 15 entre les types les plus courants de fluides non newtoniens pour le cas des paliers hydrodynamiques et aussi pour comparer ces résultats avec ceux obtenus en utilisant des fluides newtoniens.

Le travail effectué est présenté en trois parties. La première est bibliographique, la seconde présente la formulation mathématique du problème et la troisième la discussion des résultats obtenus. L'étude bibliographique qui constitue le chapitre premier retrace brièvement les travaux effectués sur les paliers lisses hydrodynamiques que soient numériques ou expérimentaux. Puis une description des paliers.

Le chapitre deux est consacré à l'analyse théorique et numérique du comportement d'un palier lisse. Après un rappel des équations de base, la configuration géométrique du palier, une dissertation détaillée des différents modèles des fluides non-newtoniens est présentée à la fin de ce chapitre.

Le dernier chapitre est réservé à la discussion des résultats obtenus.

CHAPITRE 1

Etude Bibliographique

Introduction

Une partie importante de la recherche est aujourd'hui concentrée sur l'économie d'énergie, que ce soit en termes de consommation ou de source d'énergie, l'efficacité est devenue une priorité. Il faut donc réduire toujours plus les frottements et diminuer l'usure afin d'améliorer le rendement des machines et minimiser les pertes d'énergie. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes, de s'intéresser aux problèmes de lubrification et en particulier à la lubrification hydrodynamique.

Bien qu'ignorés pendant plusieurs décennies par la communauté scientifique, les premiers travaux sur la lubrification hydrodynamique sont ceux que Hirn réalise en 1854, dans lesquels il bouscule la référence établie par les lois de Coulomb [1].

Les études les plus significatives dans la théorie de la lubrification hydrodynamiques dans les paliers ont débuté vers les années 1880 par Osborne Reynolds. A cette occasion, Reynolds a défini le phénomène fondamental de portance hydrodynamique. Le lubrifiant adhérent aux surfaces du palier en mouvement relatif génère, lorsqu'il entre dans un convergent, une répartition de pression capable de supporter une charge radiale conséquente. Cette théorie dont la formulation mathématique s'appuie sur les équations de Navier-Stokes, est publiée par Reynolds en 1886. Elle permet d'obtenir la répartition de pression hydrodynamique dans le film lubrifiant, et constitue ainsi la base de la théorie de la lubrification contemporaine.

Depuis plus d'un siècle, de nombreuses améliorations lui ont été apportées, aussi bien par des études théoriques que par des études expérimentales. Les travaux présentant ces améliorations, notamment l'étude des phénomènes thermiques, des déformations des surfaces, ou encore la nature de fluide utilisé sont rapportés dans la suite de ce chapitre.

1. Etat de l'art

En 1990 R. Sinhasan et K. C. Goyal [2] ont fait une étude des caractéristiques de performance statique et dynamique d'un palier lisse hydrodynamique avec un lubrifiant non newtonien. Ils ont conclu que Pour toutes les caractéristiques des roulements, on constate que K et C_d ont un effet significatif à des charges plus élevées.

En 1999 K. Raghunandana and B.C. Majumdar [3] ont fait une étude sur l'effet du comportement des lubrifiants non newtonien, après l'ajout de polymères sur les performances des paliers d'essieu hydrodynamiques. Ils ont conclu que la stabilité s'améliore avec des lubrifiants non newtoniens ayant un indice de puissance plus élevé ($n < 1$), Cependant, un palier utilisant un lubrifiant newtonien ($n = 1$) présente la stabilité maximale. Et pour le lubrifiant newtonien, la stabilité augmente fortement pour les paliers fortement chargés. Ainsi 00qu'une caractéristiques de stabilité plus élevées pour les paliers courts ($L/D, 1, 0$). Cette observation a également été constatée pour les roulements utilisant des lubrifiants newtoniens.

En 2000 Satish C. Sharma et all [4] ont fait une étude théorique concernant l'effet du comportement non linéaire du lubrifiant sur les performances d'un palier d'essieu à encoches. Ils ont conclu que l'effet combiné du facteur de non-linéarité et de la flexibilité du palier affecte les caractéristiques de performance du palier d'essieu à encoches de manière assez significative.

En 2007, Tan Kong Hong Ryan Tanamal [5], a effectué une étude Numérique en utilisant le programme Ansys Fluent pour un palier lisse lubrifié par l'eau. Les résultats en 2D ont montré que la pression maximale était similaire à celle de la théorie avec un simple pourcentage de différence. Et pour le 3D la pression distribue linéairement de la sortie du palier vers l'autre pour le cas d'un palier sans rainure, et concentrique en trois rainures.

Il a remarqué que dans les conditions d'un palier sans et une seule rainure la pression est une excentricité $\epsilon_x = 0.4$ et $\epsilon_y = 0.6$, il y'a un retour du lubrifiant est à l'entrée et la sortie, c'est-à-dire qu'à un certain endroit de l'entrée, le lubrifiant s'est écoulé du palier contre la pression d'alimentation, une situation similaire s'est produite à la sortie du palier.

En 2012, Abdessamed Nessil et all [6], ont effectué une analyse de la lubrification des paliers d'essieu à l'aide de fluides non newtoniens, qui sont décrits par une formule de loi de puissance. Les résultats obtenus sont comparés avec des valeurs obtenus par d'autres chercheurs. Et ils ont conclu que l'indice de structure, n , influe beaucoup sur la température et la pression selon la nature du fluide.

En 2013 S. Kango et all [7] ont fait une recherche liées aux influences combinées de la dissipation thermique visqueuse et de la rhéologie non newtonienne du lubrifiant sur les paramètres de performance des paliers lisses micro-texturés. En utilisant les conditions limites de Reynolds (RBC) et JFO. Les résultats obtenus, on constate que les conditions aux limites du JFO donnent des résultats réalistes par rapport au RBC. La micro texture permet d'améliorer les paramètres de performance des paliers à de faibles rapports d'excentricité par rapport à un taux d'excentricité élevé.

En 2014, Amit Chauhan and all [8], ont fait une étude numérique par l'utilisation du logiciel ANSYS FLUENT, d'un palier lisse.

Ils ont conclu que lors l'augmentation de la température du lubrifiant la pression maximale est élevée. Ce qui affecte la capacité de charge du palier. Et elles peuvent être utiles pour prédire la performance des paliers dans les conditions réelles de travail et peut contribuer à augmenter la durée de vie du palier.

En 2014 Kadda Mehala, et all [9], ont fait une étude consacrée à l'identification des différentes caractéristiques de fonctionnement ainsi a faire une analyse de l'évolution du régime de lubrification en étudiant la variation du coefficient de frottement avec la vitesse de rotation de l'arbre et l'impact

de la charge appliquée dans la phase de démarrage d'un palier lisse cylindrique. Les résultats obtenus sont satisfaisantes, et que la vitesse de démarrage joue un rôle important dans le comportement des différentes caractéristiques de fonctionnement.

En 2014 Jaw-Ren Lin et all [10] ont fait une étude sur la base de la théorie du micro-continuum de Stokes, les effets des contraintes de couple non newtoniennes sur la limite de stabilité non linéaire des paliers lisses courts par l'analyse non linéaire transitoire. En fonction des résultats obtenus et discutés, ils ont conclu que les influences des fluides non newtoniens sur la zone accrue de la limite de stabilité non linéaire sont encore accentuées pour des valeurs plus élevées du paramètre de contrainte du couple non newtonien.

En 2015, Prashant B et all [11] ont fait une étude analytique l'entrée de trou symétrique à deux lobes palier d'essieu hybride compensé par un réducteur d'orifice et fonctionnant selon la loi cubique lubrifiant. Les résultats simulés numériquement sont présentés afin d'étudier l'influence de la variation de la viscosité due à l'augmentation de la température et le comportement non linéaire du lubrifiant à loi cubique et la géométrie du palier. Ils ont conclu que L'influence de l'effet thermique sur un palier d'entrée à deux lobes, fonctionnant avec un lubrifiant à loi cubique, est de réduire la valeur de l'épaisseur minimale du film d'huile par rapport à un cas isotherme (IHS).

En 2016 F. Rahmani et all [12] ont fait une étude sur Les performance des paliers lisses hydrodynamiques intégrant les effets de l'ellipticité de l'alésage et de la rhéologie du lubrifiant non newtonien. En calculant la stabilité linéaire d'un rotor rigide en utilisant l'approche des perturbations finies. Ils ont conclu après l'étude que Le palier à alésage elliptique en général améliore la stabilité du système rotor-palier pour toute orientation de l'alésage elliptique, et que L'amincissement par cisaillement du lubrifiant diminue la capacité de charge du palier à alésage elliptique mais la capacité de charge s'augmente pour $\varepsilon < 0,3$. Ainsi que L'amincissement par cisaillement du lubrifiant entraîne une diminution de la stabilité du système rotor-palier.

En 2016, J. Javorova et all [13], ont publié un travail qui étudie les performances d'un palier d'essieu de longueur finie, en tenant compte des effets de la rhéologie d'écoulement Rabinowitsch non newtonienne et des déformations élastiques du revêtement du palier. Ils ont conclu que les valeurs de la pression du film sont plus élevées par rapport aux lubrifiants newtoniens, tandis que le cas a été inversé pour les lubrifiants pseudo-plastiques.

En 2019 S.Boubendir et all [14] ont fait une étude sur les effets des lubrifiants pseudo-plastiques sur les caractéristiques statiques des paliers lisses poreux finis, en utilisant Le modèle de fluide de Rabinowitsch. Ou le problème de l'autolubrification hydrodynamique est résolu numériquement. Les résultats obtenus l'ont montré et après la comparaison avec le cas de lubrifiant Newtonien, la pression

et la charge sont plus faibles et le coefficient de frottement augmente avec le coefficient de pseudo-plasticité du lubrifiant, et que l'utilisation de ces derniers réduit les performances et cette réduction est plus prononcée dans les paliers poreux.

2. Paliers lisses

Les paliers hydrodynamiques ont pour objectif principal de supporter une charge radiale. Ces organes de support et de guidage en rotation sont de plus en plus utilisés dans les machines tournantes contemporaines. Ils sont constitués de trois parties : le coussinet (géométrie fixe ou à patins oscillants), l'arbre en rotation, et le film lubrifiant qui les sépare.

De nos jours, ils sont pour la plupart très sollicités tant au niveau de la température de fonctionnement qu'au niveau de l'épaisseur minimale du film fluide. Cette situation résulte des conditions de plus en plus sévères appliquées sur ces organes de guidage de rotors.

L'accroissement des vitesses et des charges augmente l'énergie dissipée dans le film d'huile donc les températures, modifiant sensiblement les caractéristiques du lubrifiant et les performances du palier. Ceci entraîne d'une part une baisse de la viscosité du lubrifiant, donc de la capacité de charge, et d'autre part une déformation élastique des surfaces de contact qui peut être dans certains cas très sévères, de l'ordre de, ou même supérieure à l'épaisseur minimale du film.

Le mésalignement est aussi un facteur perturbant les conditions de fonctionnement du palier, notamment en réduisant considérablement l'épaisseur minimale du film et en augmentant les gradients de température. Afin de prédire au mieux le comportement du palier, il est donc nécessaire de réaliser des simulations numériques aussi précises que possible, prenant en compte tous ces paramètres.

Les effets thermiques dans les paliers hydrodynamiques ont été largement étudiés au cours des vingt dernières années, ainsi que les effets élastiques, mais peu d'études regroupent les deux approches. Le but de l'étude menée au cours de cette thèse a donc été de développer, à partir d'un modèle existant, une modélisation qui tienne compte du plus grand nombre de paramètres, comme les effets thermiques, les déformations thermiques et élastiques, afin qu'elle soit la plus précise possible. De plus, des expérimentations ont permis de valider cette étude, tant au niveau des conditions aux limites qu'au niveau des hypothèses retenues.

3. Les différents types de palier lubrifiés :

Les paliers sont généralement utilisés pour monter des pièces rotatives sur des essieux fixes, Comme par exemple les poulies, roues, engrenages. Les paliers se défont en plusieurs catégories selon leurs principes de fonctionnement comme il est présenté dans la figures ci-dessus :

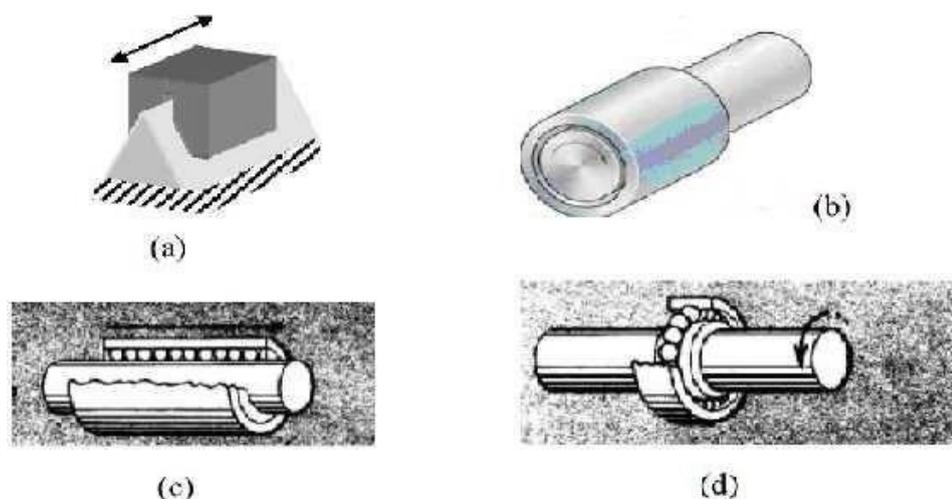


Fig I. 1-Différents types de paliers

- **(a)** palier de translation lisse; **(b)** palier de translation et de rotation lisse; **(c)** palier de translation et de rotation à roulement; **(d)** Palier de rotation à roulement

Tout mouvement relatif entre deux corps implique nécessairement la création de frottement. [2]. Un mouvement relatif entre deux corps signifie nécessairement créer un frottement. Le frottement Peut être un :

- De glissement dans les paliers lisses,
- De roulement dans les paliers à roulement.

3.1.Paliers hydrodynamiques :

Dans ce cas, un fluide visqueux sépare totalement les surfaces en présence. La pression dans le film est créé par le déplacement relatif des surfaces et la géométrie du contact Les paliers HD sont des éléments fluides utilisés pour le guidage des lignes d'arbre de machines tournantes.

Ces paliers se rangent en deux catégories : les paliers radiaux et les paliers axiaux appelés aussi paliers de butées.

Les Paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales et pour le guidage des rotors de dimensions importantes surtout lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères (charges et fréquences de rotations élevées).

Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus .il existe deux types de configuration de paliers hydrodynamiques. -Paliers à géométrie variable. -Paliers à géométrie fixe.[15]

4 Caractéristiques d'un palier :

Un palier hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier réglé de rayon intérieur en acier R_c et de longueur L les caractéristiques de notre palier est indiquée dans la figure ci-dessous :

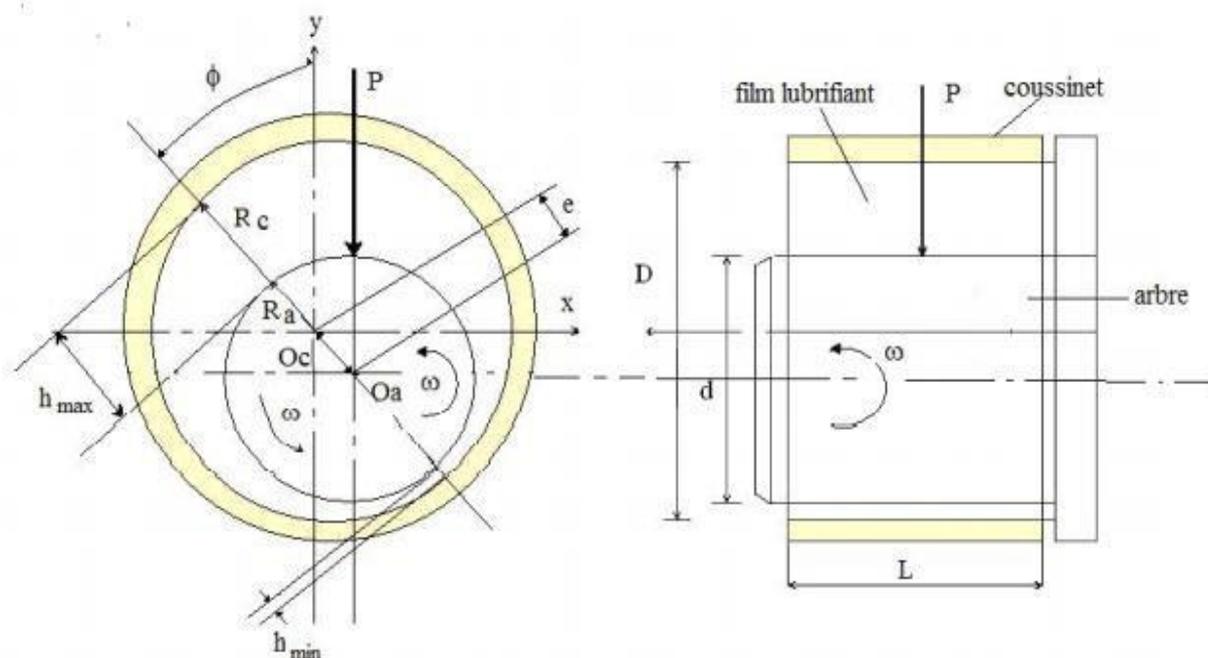


Fig I. 2- Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique

5 Paliers à géométrie fixe :

5.1 Paliers lisses cylindriques :

Les paliers lisses 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,2).

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 et les réducteurs.



Fig I. 3- Coussinets.[18]

5.2 Caractéristiques géométriques

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier régulé 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}) ;
- le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier.

5.3 les types du palier lisse cylindrique

Selon le rapport longueur au diamètre du palier L / D , les paliers cylindriques lisses sont divisés en trois types : l'infiniment longs, les paliers infiniment courts, et les paliers de longueur finie.[2]

5.3.1 Palier infiniment long

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que $L/D > 4$. Dans ce type de paliers, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression axial négligeable devant le gradient de pression circonférentiel.[18]

5.3.2 Palier court

Un palier est dit court lorsque le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier est faible, de $L/D < 0,125$. Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable, ce qui simplifie considérablement les calculs. [18]

5.3.3 Palier de longueur finie

Dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0.125 et 4, le palier est considéré de longueur finie. Les deux types de palier précédent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier. Les résultats obtenus par ce type de palier sont plus réels que ceux des deux types précédents, car dans ce type de palier on ne tient pas compte des hypothèses simplificatrices précédentes. [18]

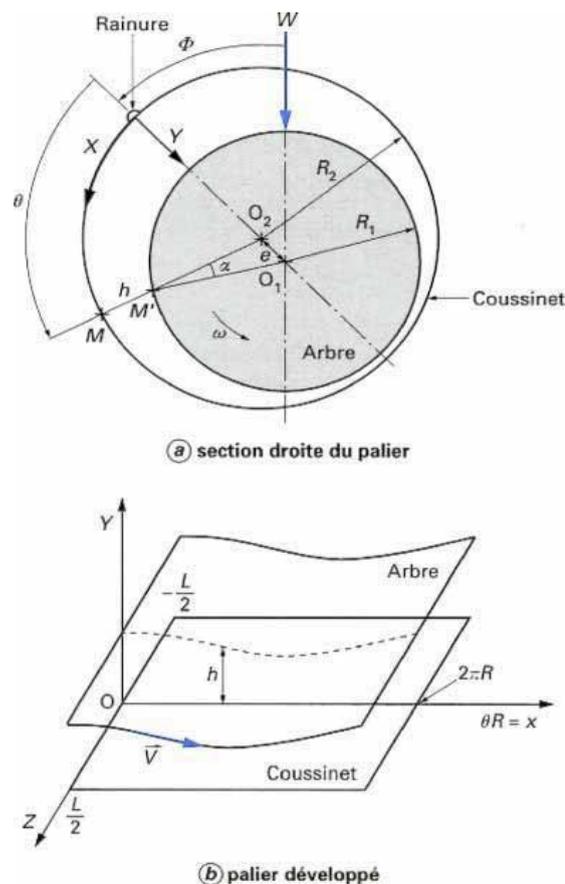


Fig I. 4-Palier lisse cylindrique [18]

5.4 Paliers multilobes :

La figure ci-dessous représente un palier à trois lobes pour deux conditions de fonctionnement différentes : positions centrée (figures I.5(a) et (I.5,b)) et excentrée (figure (I.5,c)).

Le coussinet est constitué de trois lobes d'amplitude circonférentielle β :

- de longueur axiale L ;
- de rayon de courbure R_L ;
- centre de courbure O_i .

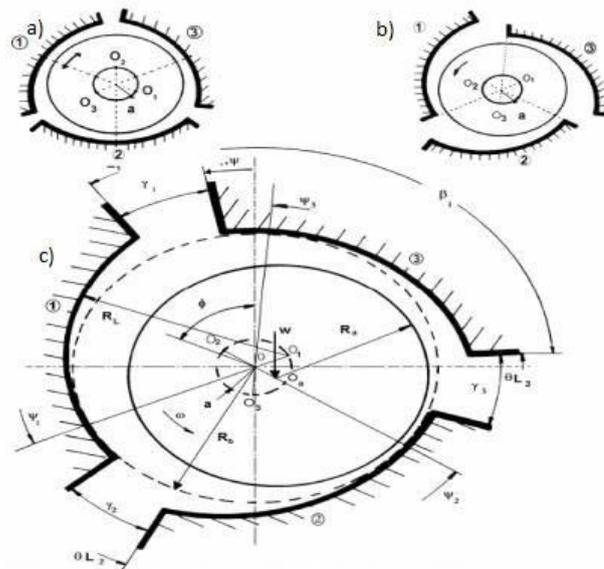


Fig I. 5-Schématisation d'un palier à trois lobes. [16]

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 pré-chargé géométriquement d'une valeur a . Le rôle de ce pré chargé géométrique apparaît clairement sur les figures ((I.5, a) et (I.5, b)) en position centrée. Il existe toujours une suite d'espaces convergent-divergents 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 à lobe selon le lieu de la ligne des centres O_i , O vis-à-vis des lobes.

Si cette ligne des centres est l'axe de symétrie du lobe, le palier est dit à lobes symétriques (Figure (I.5, a)), dans le cas contraire il est dit à lobes asymétriques (Figure (I.5, b)). [16]

5.4.1 Palier à arc partiel

Le calcul de ce type de palier est similaire à celui des paliers circulaires complets et la pression d'entrée du palier est imposée.

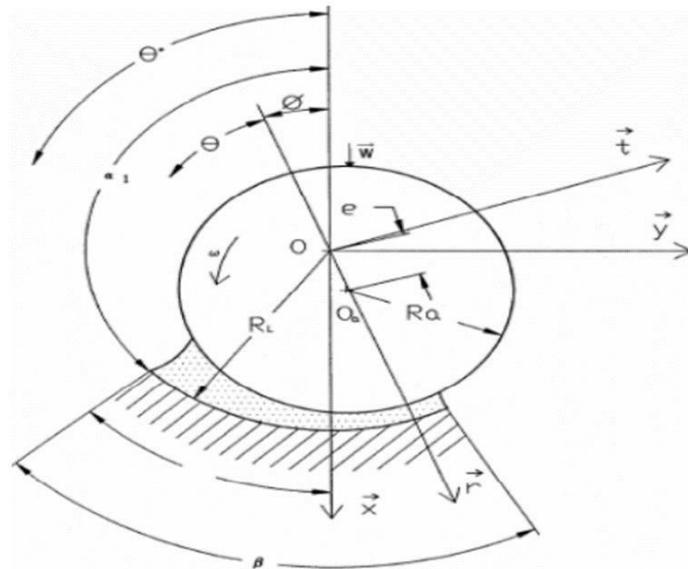


Fig I. 6-Schématisation d'un palier à arc partiel. [16]

La (figure I,6) 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.

On représente aussi dans ce cas le centre de courbure de l'arc partiel ou du lobe. Comme pour le palier lisse, 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 φ .

Le début du lobe est repéré par l'angle α_1 , et sa fin par l'angle $\alpha_2 = \alpha_1 + \beta$ où β représente l'amplitude circonférentielle de l'arc. Les paliers lisses cylindriques ou à arc partiel faiblement chargés à vitesse élevée présentent de grands risques d'instabilités. [15]

6 Paliers à géométrie variable (Paliers à patins oscillants)

Les paliers à patins oscillants sont des paliers réglables par leur mode de Fonctionnement (Figure,I.7). Ils sont composés de n patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots. [15]



Fig I. 7-Photographie d'un palier à quatre patins oscillants. [15]

CHAPITRE 2

Modélisation

Numérique

Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les différentes équations nécessaires pour la résolution des écoulements pour des fluides non newtoniens, dans le cas des paliers hydrodynamiques.

Le champ de pression dans le film est déduit de la résolution de l'équation de Reynolds généralisée qui modélise l'aspect hydrodynamique de l'écoulement. La distribution de la température est obtenue par la résolution de l'équation de l'énergie dans le fluide.

Cette étude, a notamment pour but de tester deux types de comportement non newtoniens. Le comportement pseudo-plastique et le comportement viscoplastique.

Par la suite, une description détaillée du code de calcul Fluent est présentée.

1. Rappel des équations de base

Un palier lisse est généralement composé d'un arbre tournant et d'un coussinet fixe. La charge appliquée et la rotation de l'arbre conduit à son excentrement, les centres de l'arbre et du coussinet ne sont plus confondus, ce qui crée un convergent. La surface de l'arbre, en rotation, entraîne du fluide dans ce convergent : il s'y crée alors une pression hydrodynamique qui équilibre la charge.

Le champ de pression est calculé à partir de l'équation de Reynolds généralisée, obtenue à partir des équations de Navier-Stokes en posant les hypothèses suivantes :

- 1) L'épaisseur du film est très faible devant les autres dimensions du contact.
- 2) Le milieu est continu, l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans les zones où il y'a rupture du film (cavitation).
- 3) Le fluide est newtonien : il y a proportionnalité entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement dans le film.
- 4) Le régime est laminaire ; en régime non laminaire il faudra utiliser d'autres équations.
- 5) 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.
- 6) Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact : la vitesse du fluide à la paroi est égale à celle de la paroi.
- 7) Les forces d'inertie sont négligeables.
- 8) Les forces massiques extérieures sont négligées.
- 9) La viscosité et la masse volumique du fluide ne varient pas à travers l'épaisseur du film.[18]

2. Equation de Reynolds :

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnue principale est la pression. Elle est déduite des équations des films minces appliquées à un fluide newtonien ou non newtonien

Elle est donnée sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^{n+2}}{n} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^{n+2} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6mU^n \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{II.1})$$

L'équation précédente, présente l'équation de Reynolds bidimensionnelle de la lubrification hydrodynamique modifiée pour des fluides non newtoniens.

Notez que lorsque $n=1$, l'équation sera l'équation de Reynolds classique et le fluide sera un fluide newtonien.

3. Epaisseur du film lubrifiant :

Afin de résoudre l'équation de Reynolds, et déterminer la pression il est donc nécessaire de connaître l'expression de la hauteur du film d'huile.

Soit un point M appartenant à la surface du coussinet sera distingué par des coordonnées angulaires

$$\theta = (\overline{O_c A}, \overline{O_c M}) \quad (\text{II.2})$$

L'épaisseur du film d'huile est donnée par :

$$h = O_c M - O_c M' = R_c - O_c M' = R_a + C - O_c M' \quad (\text{II.3})$$

avec $C = R_c - R_a$

Appliquer la base des sinus sur le triangle $O_a M' O_c$ il vient :

$$\frac{O_a M'}{\sin(O_a O M')} = \frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_a}{\sin(M' O_a O_c)} = \frac{R_a}{\sin(\pi - \theta)} = \frac{R_a}{\sin \theta} \quad (\text{II.4})$$

D'où

$$\sin \alpha = \frac{e}{R} \sin \theta \quad \text{et} \quad O_c M' = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin O_c O_a M'$$

Or

$$\left(\underset{c}{O} \underset{a}{O} \underset{a}{M'} \right) = \theta - \alpha = \theta \arcsin \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta \right)$$

Donc

$$O_c M' = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin \left[\theta - \arcsin \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta \right) \right] \quad (\text{II.5})$$

Le développement de sinus vient :

$$O_c M^3 = R_a \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta \right)^2} = e \cos \theta \quad (\text{II.6})$$

La quantité $e/R_a < C/R$ est très petite devant l'unité (de l'ordre de 10^{-3}).

Cette quantité peut donc négliger le terme $\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta \right)^2$ devant 1.

L'épaisseur du film s'écrit alors :

$$h = C(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (\text{II.7})$$

Soit sous forme sans dimensions

$$\bar{h} = \frac{h}{C} = (1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (\text{II.8})$$

Où l'excentricité relative $\varepsilon = e / C$ varie de 0 à 1.

Cette relation est valide uniquement

si $C / R \ll 1$.

Si $\varepsilon = 0$ l'arbre et le coussinet sont coaxiaux.

Si $\varepsilon = 1$ il y a présence d'un contact entre les surfaces de l'arbre et du coussinet. [4].

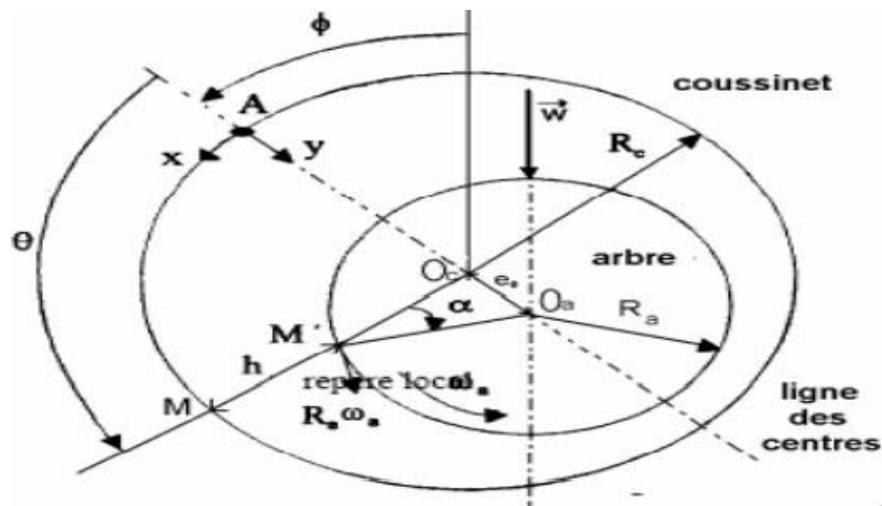


Fig II. 1 Section droite du palier [15]

4. Condition aux limites :

Le champ de pression dans le fluide lubrifiant doit satisfaire à l'équation de Reynolds et aux conditions aux limites, ces conditions peuvent être classées en trois catégories [21] :

4.1. Modèle de Sommerfeld :

Sommerfeld en 1904 a supposé que le film lubrifiant est continu et qu'il n'y a pas de rupture du film. Dans ces conditions la distribution de pression est antisymétrique par rapport au point $\theta = \pi$, et le lieu du centre de l'arbre dans le coussinet est une droite normale à la direction de charge. [15]

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, sinon des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable pour le modèle de Sommerfeld.

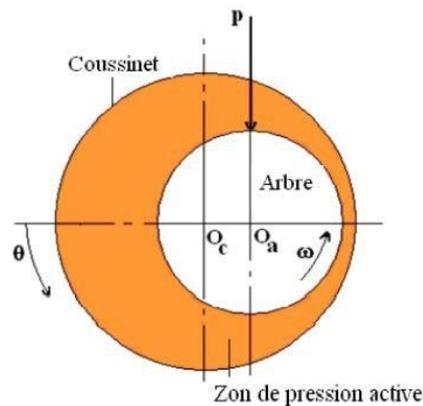


Fig II. 2-Conditions aux limites de Sommerfeld [15]

4.2. Conditions de Gumbel :

Gumbel en 1921, à la suite des travaux de Sommerfeld, propose comme conditions aux limites :

$$p(\theta = 0, Z) = 0$$

$$p(\theta = \pi, Z) = 0$$

$$p(\theta, Z) = Z \quad \text{Si} \quad \pi < \theta < 2\pi \quad (\text{II.9})$$

Cela revient à négliger, dans la solution de Sommerfeld les pressions négatives. Ces conditions impliquent une discontinuité dans l'écoulement au point $\theta = \pi$, elles ne sont pas acceptables physiquement mais sont utilisées dans le cas de l'approximation du palier court. [1]

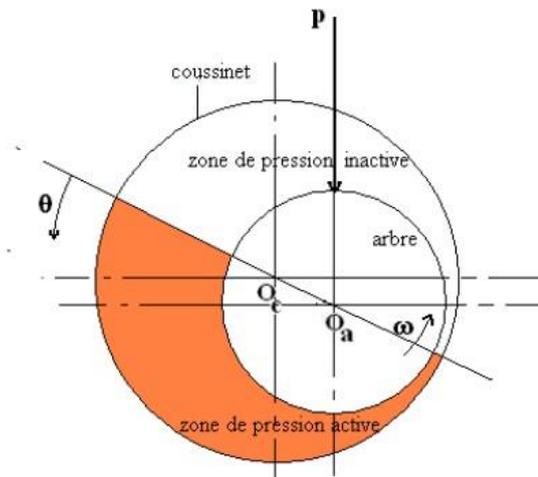


Fig II. 3-Conditions aux limites de Gümbel [15]

4.3. Conditions aux limites de Reynolds :

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

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

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

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} (\theta = \theta_s, z) = \frac{\partial \theta}{\partial z} (\theta = \theta_s, z) = 0 \quad (\text{II.10})$$

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

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 apparaitre de la cavitation, pour $\theta_s < \theta < 2\pi$ Ces conditions sont celles qui donnent les solutions les plus exactes ; elles ont été vérifiées dans de nombreuses études.[15]

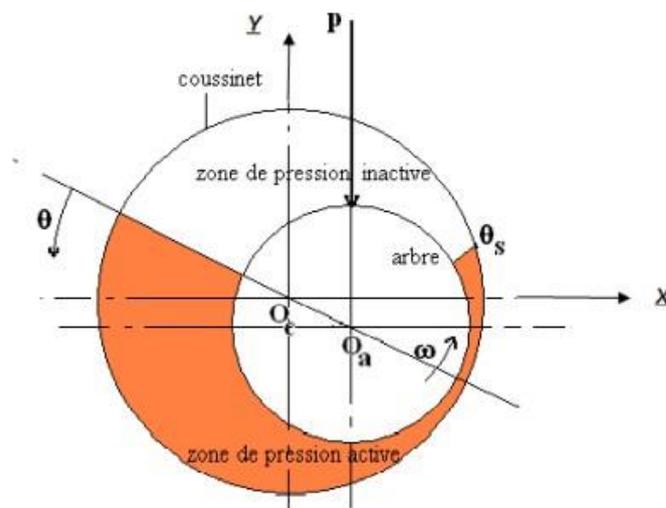


Fig II. 4- Conditions aux limites de Reynolds [15]

5. Loi de comportement des fluides newtoniens et non-newtoniens :

Les caractéristiques d'un fluide non newtonien bénéfiques pour l'application dans les paliers hydrodynamiques et sont étudiés depuis de nombreuses années par des chercheurs, des fabricants et des utilisateurs des paliers. Les études sont basées sur les caractéristiques des paliers. Les comportements de deux types de fluides, l'un étant newtonien et non Newtonien avec contrainte de cisaillement initiale. Les newtoniens sont représentés par une ligne droite passant par l'origine sur les axes x et y , sans avoir besoin d'une tension initiale pour présenter un taux de cisaillement figure(II.5). Le fluide non newtonien qui fait l'objet du présent travail est représenté par une courbe et qui intercepte l'axe y avec une valeur positive, c'est-à-dire nécessite une contrainte de cisaillement initiale à déformer. Donc, il existe deux types de fluides newtonien et non newtonien.

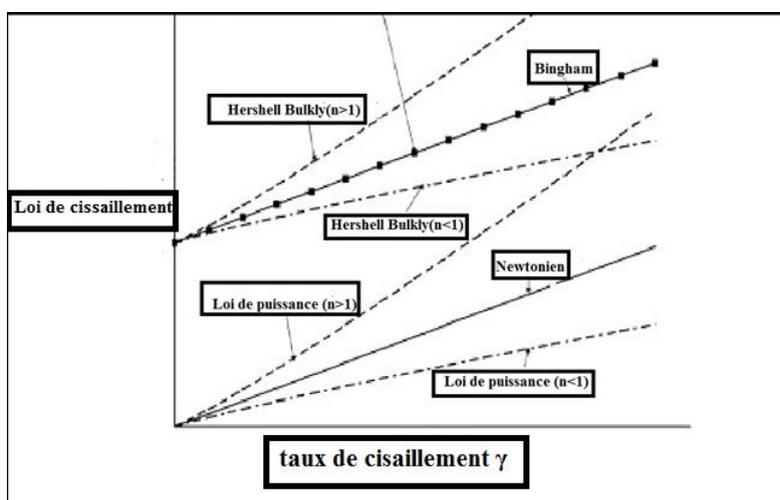


Fig II. 5-Variation de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de déformation [19]

5.1. Fluides newtoniens

Un fluide newtonien est caractérisé par un comportement linéaire entre la contrainte de cisaillement et taux de déformation.

5.2. Fluides non newtoniens

Un fluide non-newtonien est caractérisé par une relation non linéaire entre la contrainte de cisaillement et le taux de déformation.

Les fluides non newtoniens sont communément classés, du point de vue de rhéologique, comme ayant un comportement indépendant du temps, dépendant du temps ou même viscoélastique.

a) Fluides à comportement indépendant du temps

Les fluides dans lesquels la vitesse de déformation en un point donné dépend uniquement de la contrainte de cisaillement instantanée résultante. Peut-être subdivisé en :

- Pseudo plastiques (fluidification par cisaillement): la viscosité diminue avec l'augmentation de la vitesse déformation (ils deviennent minces avec l'application d'une contrainte de cisaillement). Sont caractérisé par l'indice de caractéristique rhéologique $n < 1$;
- Épaississement par cisaillement: la viscosité augmente avec l'augmentation du taux de déformation (ils deviennent épais avec l'application d'une contrainte de cisaillement). Sont caractérisé par l'indice de caractéristique rhéologique $n > 1$;
- Viscoplastiques: se comportent comme des solides jusqu'à ce qu'une valeur soit dépassée contrainte de cisaillement minimale, à partir de laquelle commence l'écoulement d'un fluide Viscosité newtonienne visqueuse μ_p . Un exemple bien connu est le modèle en plastique Bingham.

Les trois types de fluides indépendants du temps sont représentés sur la figure(II.5), avec le fluide newtonien.

Les fluides non newtoniens sont définis comme étant des fluides qui n'obéissent pas à la loi de viscosité linéaire de Newton. Parmi les types souvent utilisés en lubrification on trouve les fluides pseudo-plastiques et les fluides viscoplastiques.

Il existe plusieurs modèles mathématiques pour l'ajustement des fluides non-newtoniens à partir des données expérimentales. Les fluides non-newtoniens peuvent être classés en trois groupes indépendamment du temps et avec des lois de comportement avec ou sans seuil de cisaillement.[15]

6. Les caractéristiques hydrodynamiques

6.1. Charge portante :

La charge est obtenue par l'intégration du champ de pression.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1^*}^{\theta_2^*} P \begin{Bmatrix} \cos \alpha \\ \sin \alpha \end{Bmatrix} d\theta^* dz \quad (\text{II.11})$$

6.2. Couple de frottement :

Le couple de frottement est calculé en intégrant la contrainte de cisaillement sur la surface de l'arbre ($y = h$) ou du coussinet ($y = 0$) [15]

$$C = \int_s R \tau_{xy} (y = 0 \text{ ou } h) ds \quad (\text{II.12})$$

6.3. Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement f est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$f = \frac{C}{R_a W} \quad (\text{II.13})$$

6.4. Puissance dissipée

Il est intéressant de calculer la puissance dissipée qui représente le produit du couple de frottement par la vitesse de rotation. [18]

$$P_w = C_f \omega \quad (\text{II.14})$$

6.5. Le débit

Le débit utilisé en lubrification est :

- le débit massique pour les fluides compressible
- le débit volumique pour les fluides incompressibles ou iso-volumes.

Ces débits sont calculés par intégration des composantes de la vitesse dans le film.[21]

7. Description du Code fluent :

Fluent est un programme informatique conçu pour simuler des écoulements de fluide et transfert de chaleur dans des formes géométriques complexes.

Il présente une grande flexibilité des résultats et une adaptation avec n'importe quel type de maillage.

Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenue. Ceci est très utile dans la région pour gradients importants (couches limites, couches de cisaillement libre). Il écrit couramment en langage C, ainsi il utilise toute

la flexibilité et la puissance que cela Langue. Il utilise l'architecture client-serveur nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs Machines. [23]

Il contient un outil graphisme pour afficher les résultats et leurs exploitations.

On peut également exporter les résultats vers d'autre programme graphique.

L'option UDF résout des équations additionnelles ou des termes sources additionnelles définies par l'utilisateur. [23]

7.1. Modèle numérique utilisée par le code Fluent

Le code Fluent utilise la méthode de volumes finis pour estimer les équations de Transport. De cette méthode, on intègre les équations de conservation auxquelles il s'applique sur Chaque volume contrôle initial. De variables connues dans les centres des volumes, les flux sont évalués sur les surfaces des volumes par interpolation. La grille est évident n'importe lequel, permettant de traiter des écoulements à géométrie complexe. [23]

Cette méthode Donne un très bon résultat, car il assure la conservation des bilans de masse et thermique dans toute la région il a étudié.

7.2. Etude de cas :

Notre étude consiste à simuler à l'aide du code de calcul Fluent un palier lisse de 50 mm de diamètre et 200 mm de longueur, pour différentes valeurs d'excentricité $\epsilon_i = 0.2$, $\epsilon_i = 0.4$, $\epsilon_i = 0.6$.

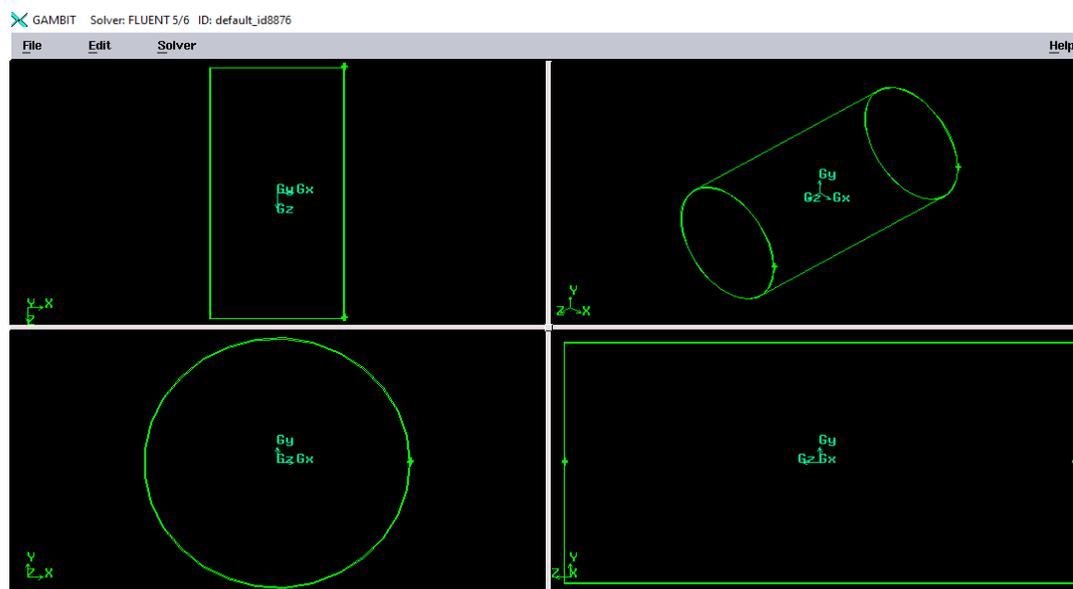


Fig II. 6-La géométrie d'un palier lisse sans maillage

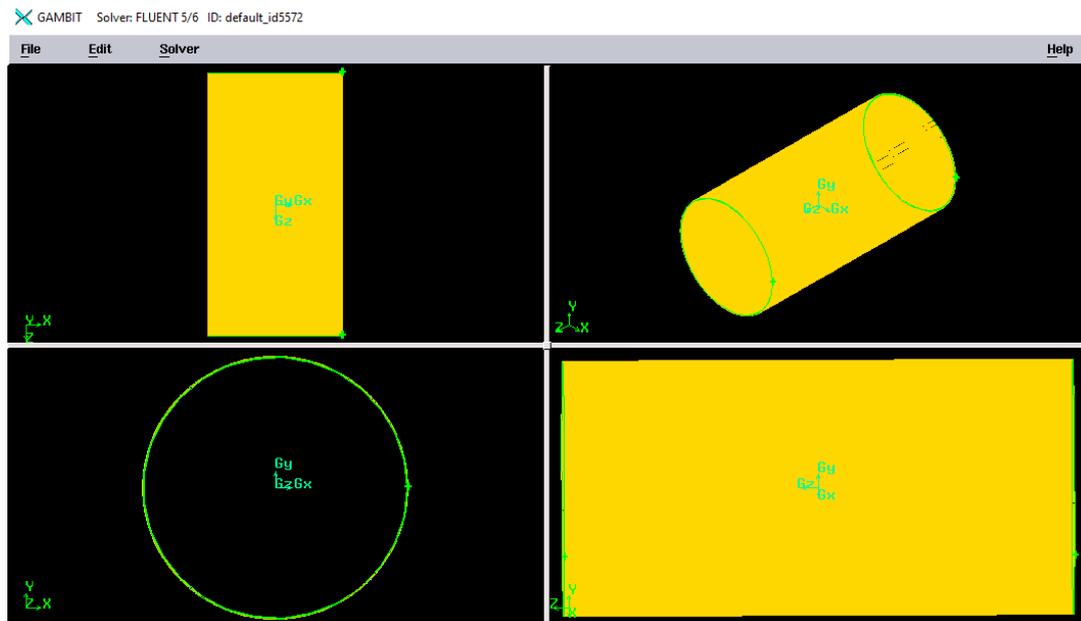


Fig II. 7-La géométrie d'un palier lisse avec maillage

8. Viscosité des fluides non-newtoniens

Pour les fluides newtoniens incompressibles, la contrainte de cisaillement est proportionnelle au tenseur de vitesse de déformation D :

$$\tau = \mu D$$

Est D est défini par :

$$\overline{D} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_j}{\partial x} + \frac{\partial u_i}{\partial x} \\ i & j \end{pmatrix} \quad (\text{II.15})$$

et μ est la viscosité, qui est indépendante de D .

En général, η est fonction des trois invariants du tenseur, de la vitesse et de déformation D . Cependant, FLUENT nous propose des modèles des fluides non newtoniens à savoir :

- Loi de puissance
- Modèle Carreau pour les pseudo-plastiques
- Modèle croisé
- Modèle Herschel-Bulkley pour les plastiques Bingham

Loi de puissance pour la viscosité non newtonienne est donnée par la relation suivante.

$$\mu = k \dot{\gamma}^{n-1} e^{\frac{T_0}{T}} \quad (\text{II.16})$$

L'écoulement non newtonien sera modélisé selon la loi de puissance suivante pour la viscosité non newtonienne :

$$\mu_{\min} < \mu = k\dot{\gamma}^{n-1} e^{\frac{T_0}{T}} < \mu_{\max} \quad (\text{II.17})$$

Où k , n , T_0 , μ (*min et max*), sont des paramètres d'entrée. k est une mesure de la viscosité moyenne du fluide (l'indice de consistance); n est une mesure de l'écart de fluide de Newton (l'indice de la loi de puissance) et T_0 est la température de référence; μ (*min et max*) sont respectivement les limites inférieure et supérieure de la loi puissance. Si la viscosité calculée à partir de la loi de puissance est inférieure à min, la valeur de min sera être utilisée à la place. De même, si la viscosité calculée est supérieure à max, la valeur de max sera utilisée à la place. La figure II.5, montre comment la viscosité est limitée par min et max à des taux de cisaillement faibles et élevés.

8.1 Modèle Herschel-Bulkley pour Bingham Plastique

Le modèle de loi de puissance décrit ci-dessus est valable pour les fluides pour lesquels la contrainte de cisaillement est nulle, lorsque le taux de déformation est nul. Les plastiques de Bingham se caractérisent par un cisaillement non nul.

Le modèle Herschel-Bulkley combine les effets de Bingham et le comportement de la loi de puissance dans un fluide. Pour de faibles taux de déformation ($\dot{\gamma} < \tau_0 / \mu_0$), le matériau «rigide» agit comme un fluide très visqueux de viscosité μ_0 . Lorsque la vitesse de déformation augmente et que le seuil de limite d'élasticité, τ_0 , est passé, le comportement du fluide est décrit par une loi de puissance.

Vous pouvez choisir le modèle Herschel-Bulkley pour les plastiques Bingham.

Le modèle Herschel-Bulkley est couramment utilisé pour décrire des matériaux tels que le béton, boue, pâte et dentifrice, pour lesquels une viscosité constante après une contrainte de cisaillement critique est une hypothèse raisonnable. En plus du comportement de transition entre un flux et un no-flow régime, le modèle Herschel-Bulkley peut également présenter un amincissement par cisaillement ou un épaissement par cisaillement comportement en fonction de la valeur de n .

Pour utiliser le modèle Herschel-Bulkley, choisissez herschel-bulkley dans la liste déroulante du droit de viscosité. Le panneau Herschel-Bulkley s'ouvrira et vous pourrez entrer dans le champ Cohérence Indice k , indice de loi de puissance n , seuil de contrainte de rendement τ_0 et viscosité de rendement μ_0 .

9 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons rappelé les lois fondamentales de la mécanique des films minces écrites pour les fluides non-newtoniens. Les hypothèses d'un écoulement de fluide en film mince visqueux qui permis de simplifier sensiblement les équations de mouvement du fluide.

Par la suite, une description détaillée des fluides non newtoniens employés dans cette étude.

Les relations qui expriment les caractéristiques thermohydrodynamiques des paliers lisses sont formulées en détail.

Enfin du chapitre, on a exposés la méthode d'introduire les fluides non newtoniens dans le code Fluent.

CHAPITRE 3

Résultats et Discussions

Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les différentes étapes de résolution du problème. Après la création de la géométrie et le maillage sous Gambit 6.3. On export au Fluent, cette géométrie sous l'extension (msh). Dans ce progiciel on introduit tous les paramètres nécessaire pour la simulation tel que : les conditions de fonctionnement, caractéristique du lubrifiant que soit newtonien ou non-newtonien ainsi que les conditions aux limites.

3 Présentation du problème

3.1 Représentation géométrique

Notre étude est réalisée sur un palier lisse cylindrique constitué d'un arbre de 50 mm de diamètre et un coussinet de 50.43mm, et une longueur de 200 mm. Les données géométriques sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 1- Caractéristiques géométriques du palier

Caractéristique	Symbole	Unité	Valeur
Diamètre de l'arbre	D	mm	50.43
Diamètre du coussinet	D	mm	50
Longueur du palier	L	mm	200
Jeux radiale du palier	C	mm	0.43

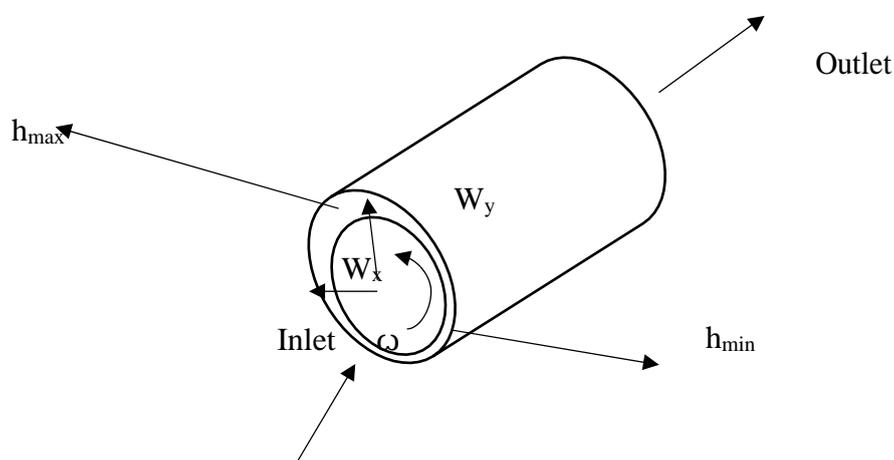


Fig III.1 Représentation géométrique du palier

Après avoir créé notre géométrie sous GAMBIT : qui débutera par la définition de la géométrie (points, lignes, surfaces, volumes), et la modélisation de la géométrie, on achèvera la génération du maillage, c'est-à-dire, le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fixe de volumes finis adjacents. Le maillage du domaine de calcul et le choix des éléments de maillage sont déterminées par la forme géométrique des cas étudiés.

3.2 Résultats et discussion

3.2.1 Comparaison des contours de pression

Les comparaisons entre les résultats obtenus dans le présent travail et les résultats de la littérature est nécessaire pour valider la méthode utilisée et le programme développé.

Pour valider les résultats numériques du présent travail, une comparaison a été faite avec les résultats obtenus par simulation avec le même code du calcul Fluent par Amit chauhan [8]. La figure (III.2) illustre la situation.

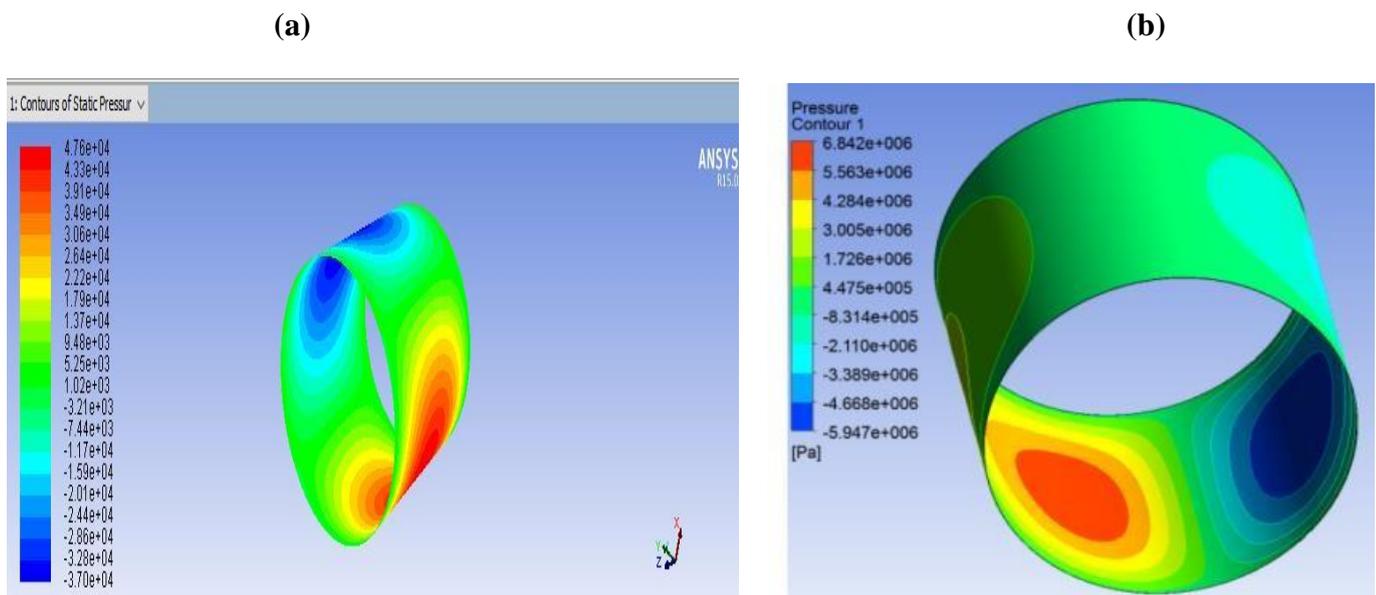


Fig III.2 Comparaison des contours de pression (a) étude actuelle (b) étude de Amit chauhan [8].

3.3 Cas d'un palier lisse lubrifiée par un fluide Newtonien

Notre fluide s'agit d'une huile **ISO VG 32** c'est une huile industrielle qui porte les caractéristiques suivantes :

Tableau2- Caractéristiques du lubrifiant

Lubrifiant - ISO VG 32	Unité	Valeur
Masse volumique	[kg/m ³]	870
Chaleur spécifique	C _p [J/kg k]	2000
Conductivité thermique	K [w/m k]	0.13
Viscosité à 40°C	μ ₁ [Pa .s]	0.0293

3.3.1 Influence de changement d'excentricité

Les figures (III.3) (III.4)(III.5) représentent la répartition de la pression des différentes excentricité ($\epsilon_x = 0,2$, $\epsilon_x = 0,4$, $\epsilon_x = 0,6$) pour un fluide newtonien (ISO-VG-32) on observe qu'il y a deux zone, la bleue qui correspond aux pressions négative et une rouge pour des valeurs positives. Cette pression est repartit par contraste, autrement dit elle n'est pas uniforme ou on remarque que la zone positive est situé dans la partie inferieur du palier et on observe que l'excentricité influe sur les valeurs de cette pression.

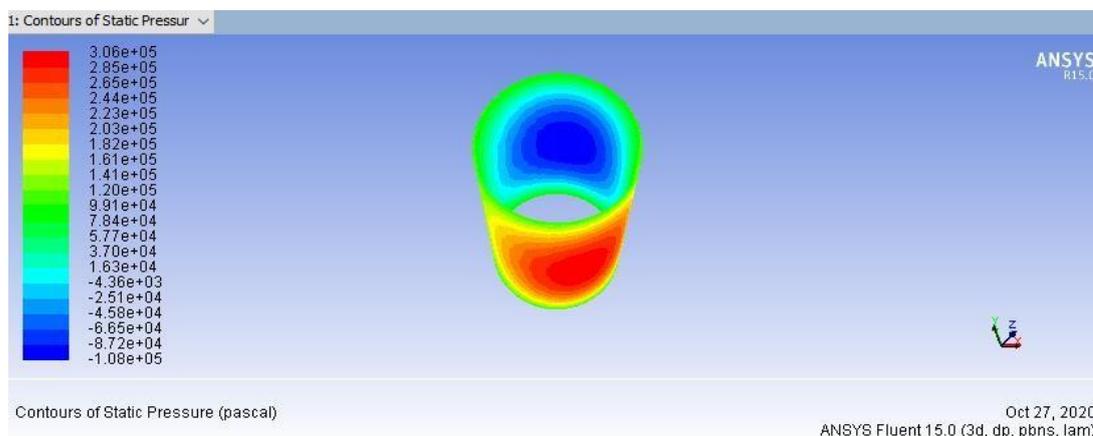
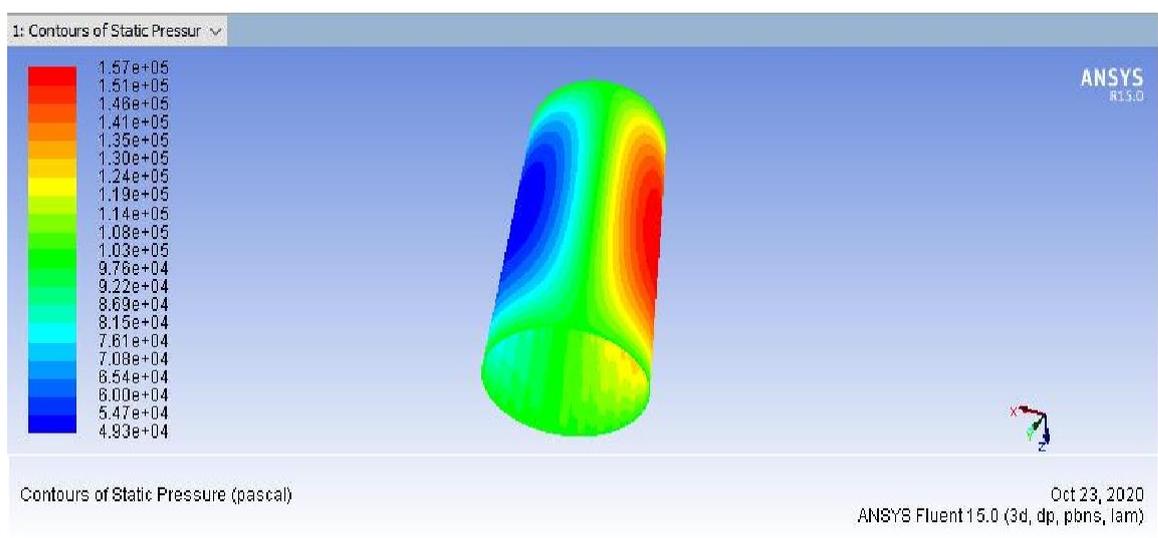
Fig III.3 Répartition de la pression pour $\epsilon_x = 0.2$ 

Fig III.4 Répartition de la pression pour $\epsilon_c = 0.4$

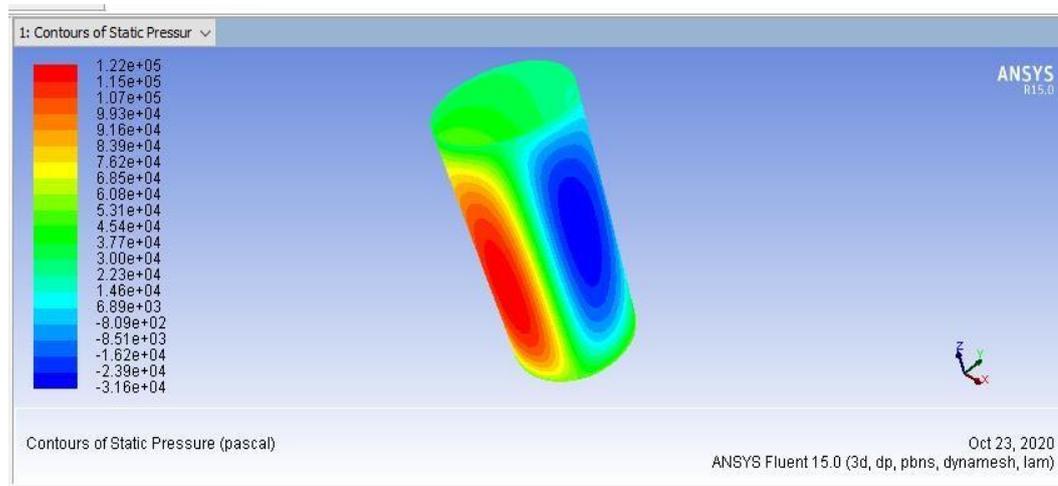


Fig III.5 Répartition de la pression pour $\epsilon_c = 0.6$

3.3.2 Les profils de pression

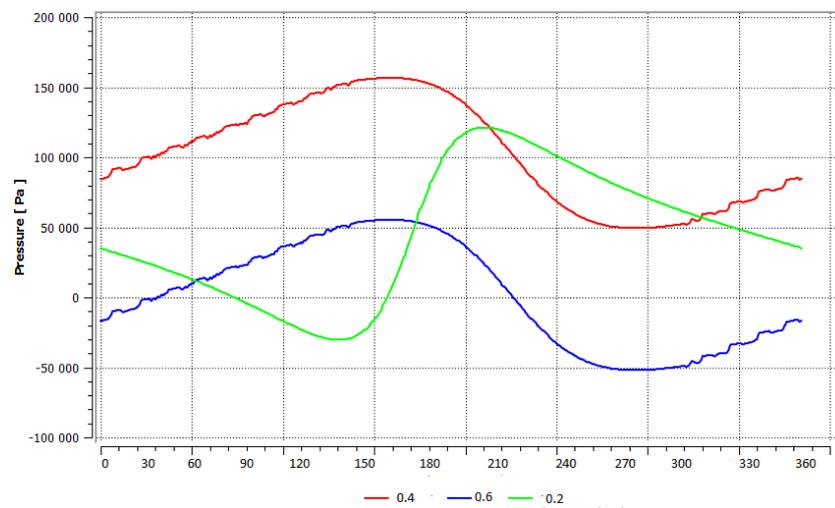


Fig III.6 profils de pression en fonction de position ($^{\circ}$) pour $\epsilon_c = 0.2/0.4/0.6$

Représente les profils de pression statique en fonction de la position du palier pour le fluide (Newtonien) avec ses trois valeurs d'excentricité.

On remarque dans ce profil une augmentation et une diminution de la pression en fonction de la position due à la distribution d'une façon positive et une autre négative. Cette distribution est influencée par la position du palier.

3.4 Cas d'un palier lisse lubrifiée par un fluide non-Newtonien

Les résultats sont présentés pour la vitesse de rotation de l'arbre $N = 1500$ rpm, et les calculs sont réalisés en utilisant la théorie de la lubrification hydrodynamique pour un régime laminaire, avec un fluide non-newtonien en utilisant le modèle de Herschel-Bulkley et Bingham.

3.4.1 Modèle Herschel-Bulkley

3.4.1.1 Influence de changement d'excentricité

Les figures (III.7),(III.8) et (III.9) représentent la répartition de la pression des différentes excentricité ($\epsilon_i = 0,2$, $\epsilon_i = 0,4$, $\epsilon_i = 0,6$) pour un fluide non-newtonien modèle de Herschell-Bulkly. Avec les caractéristiques suivantes :

Tableau 3- Caractéristiques du lubrifiant non-Newtonien modèle Herschell-Bulkly

Lubrifiant non-Newtonien modèle Hershell-Bulkly	Unité	Valeur
Masse volumique	[kg/m ³]	870
Chaleur spécifique	Cp[J/kg k]	1966
Conductivité thermique	K [w/m k]	0.1
Vitesse de rotation	tr/min	1500
Indice de loi de puissance n	/	0.7
Cohérence Indice k	Pa.sn	6.77
Contrainte de seuil τ_0	Pa	1047
Bi	/	0.1

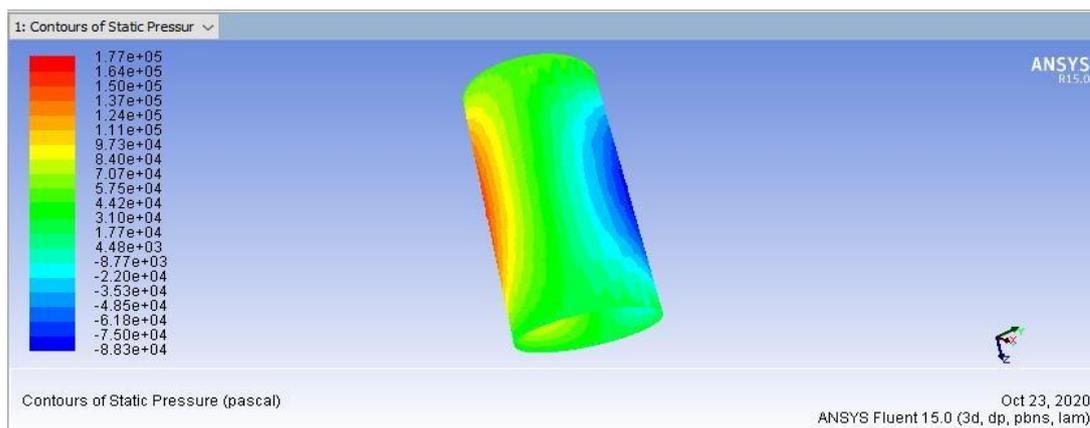


Fig III.7 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_i = 0.2$

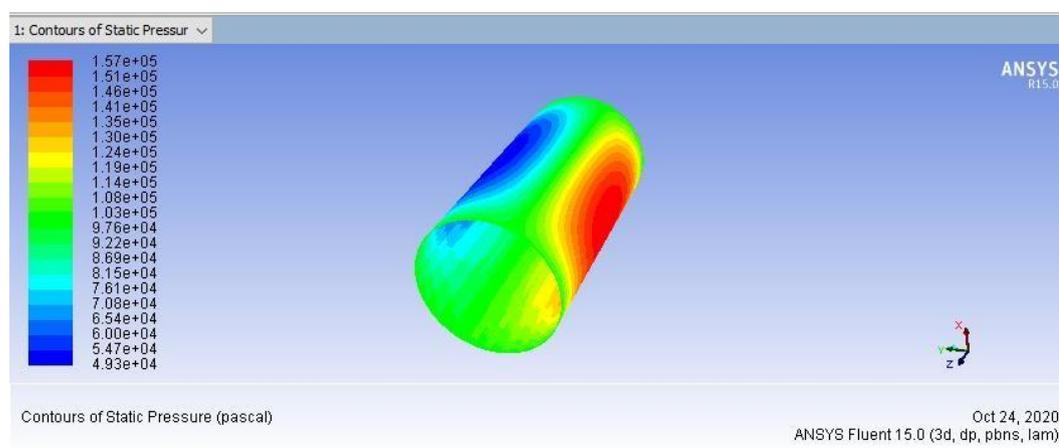


Fig III.8 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_i = 0.4$

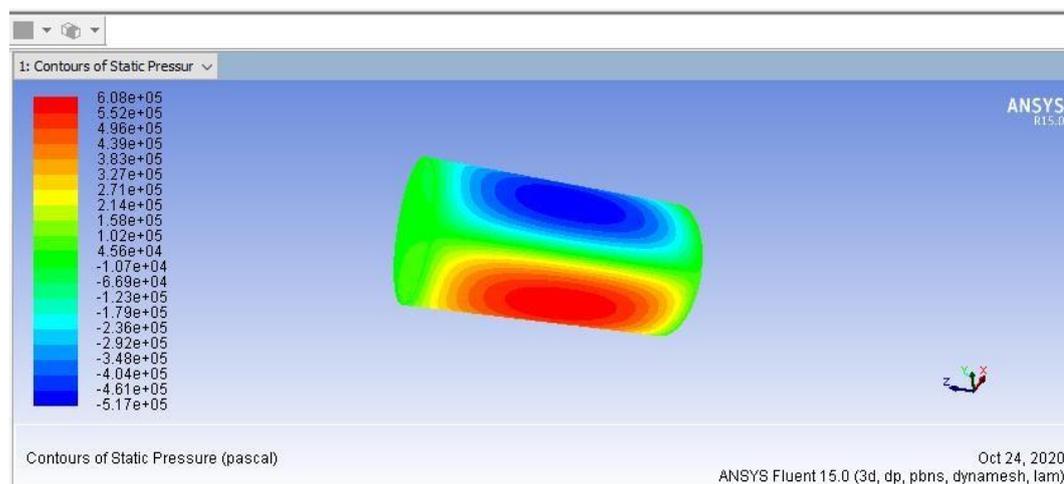


Fig III.9 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_i = 0.6$

3.4.1.2 Les profils de pression modèle de Herchell-Bulkly

La figur (III10) représentent les profils de pression statique en fonction de la position du palier pour les trois Fluides (Non-Newtonien modèle Herschell-Bulkly) avec ses trois valeurs d'excentricité.

On remarque dans ce profil une augmentation et une diminution de la pression en fonction de la position dut à la distribution d'une façon positive et une autre négative.

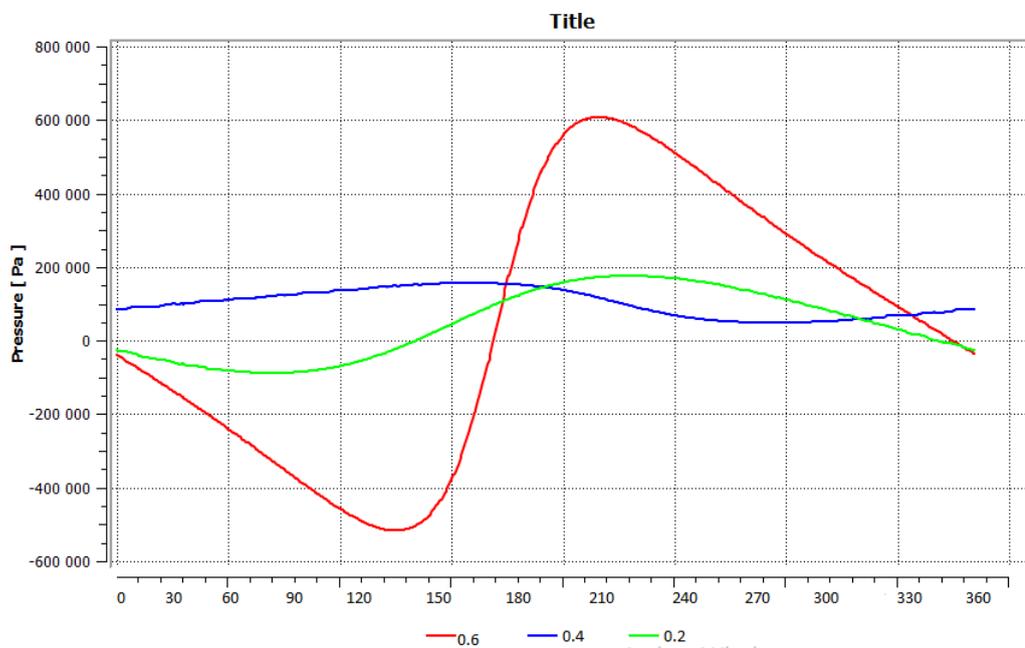


Fig III.10 Profil de pression en fonction de la position (°)

3.4.2 Model de Bingham

Les figures (III.11)(III.12)(III.13) représentent la répartition de la pression des différentes excentricité ($\epsilon_v = 0,2$, $\epsilon_v = 0,4$, $\epsilon_v = 0,6$) pour un fluide non-newtonien modèle de Herschell-Bulkly, dont les caractéristiques suivantes :

Tableau 4- Caractéristiques du lubrifiant non-Newtonien modèle Bingham

Lubrifiant non-Newtonien modèle Bingham	Unité	Valeur
Masse volumique	[kg/m ³]	870
Chaleur spécifique	C _p [J/kg k]	1966
Conductivité thermique	K [w/m k]	0.1
Vitesse de rotation	tr/min	1500
Indice de Loi de puissance n	/	1

Cohérence Indice k	Pa.s ⁿ	0.2
Contrainte de seuil τ_0	Pa	213.8
B_i	/	0.1

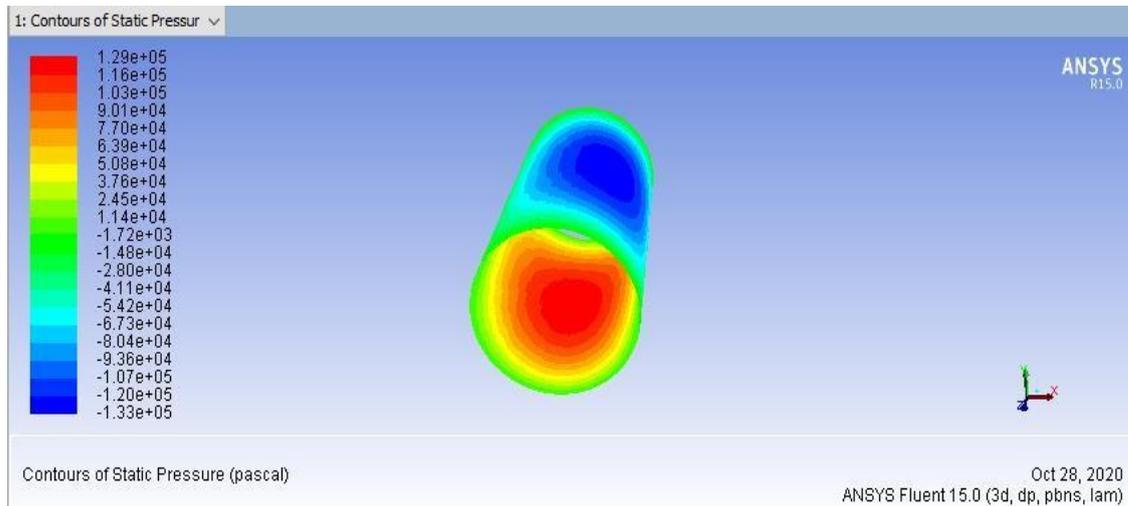


Fig III.11 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\varepsilon_v = 0.2$ Modèle Bingham

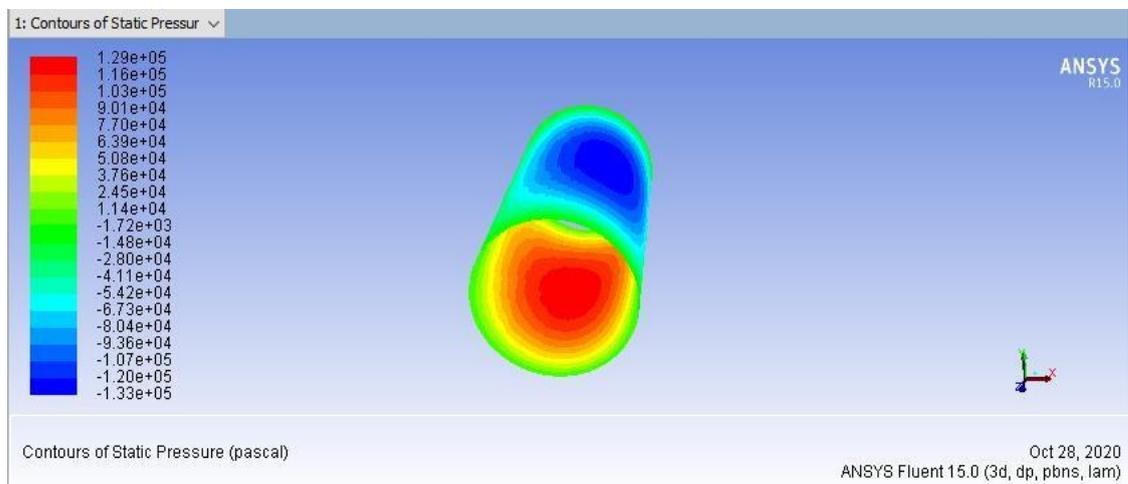


Fig III.12 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\varepsilon_v = 0.4$ Modèle Bingham

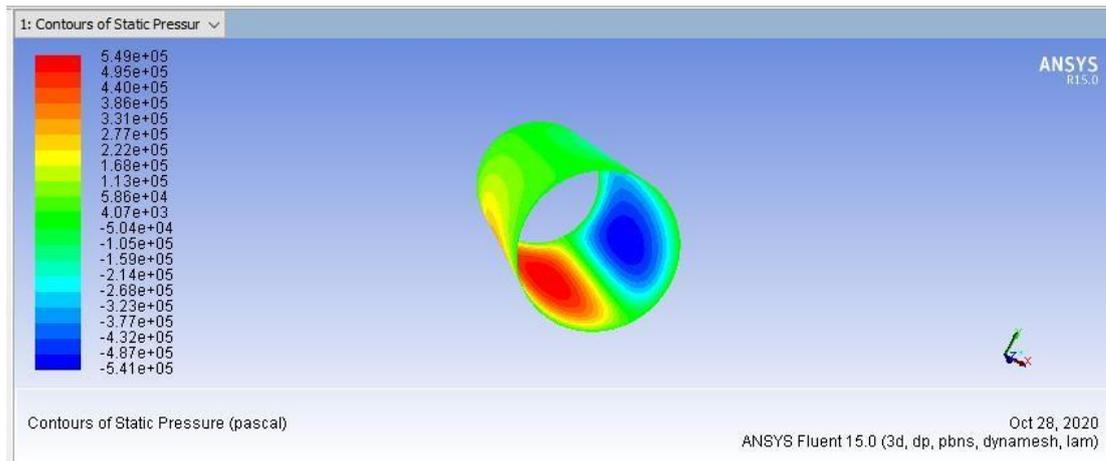


Fig III.13 Répartition de la pression du fluide non-newtonien pour $\epsilon_i = 0.6$ Modèle Bingham

3.4.2.1 Profiles de pression modèle de Bingham

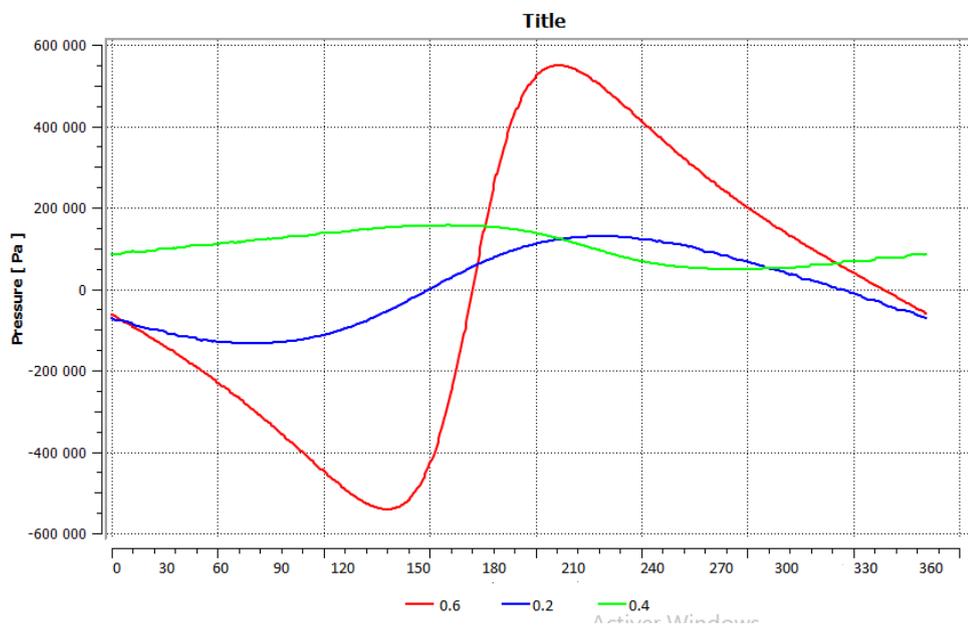


Fig III.14 Profile de pression en fonction de position (°)

le rapport d'excentricité ϵ_i , est la relation entre l'excentricité e et le Jeu radiale c . $\epsilon_i = e/c$
 Pour le cas d'un palier lisse que tourne avec une vitesse de rotation angulaire ω , sur son propre axe et est supporté sur un film de fluide visqueux. En faisant varier le ration d'excentricité, avec des valeurs égales (0.2, 0.4 et 0.6), pour le cas d'un fluide Newtonien et non- newtonien, il y a des augmentations de pressions de fluide.

Les figures (III.6, III10, III.14), présentent la variation de la pression le long de la ligne centrale pour les trois valeurs de l'excentricité, on observe sur ces figures, que la pression augmente proportionnellement à l'augmentation de la valeur d'excentricité.

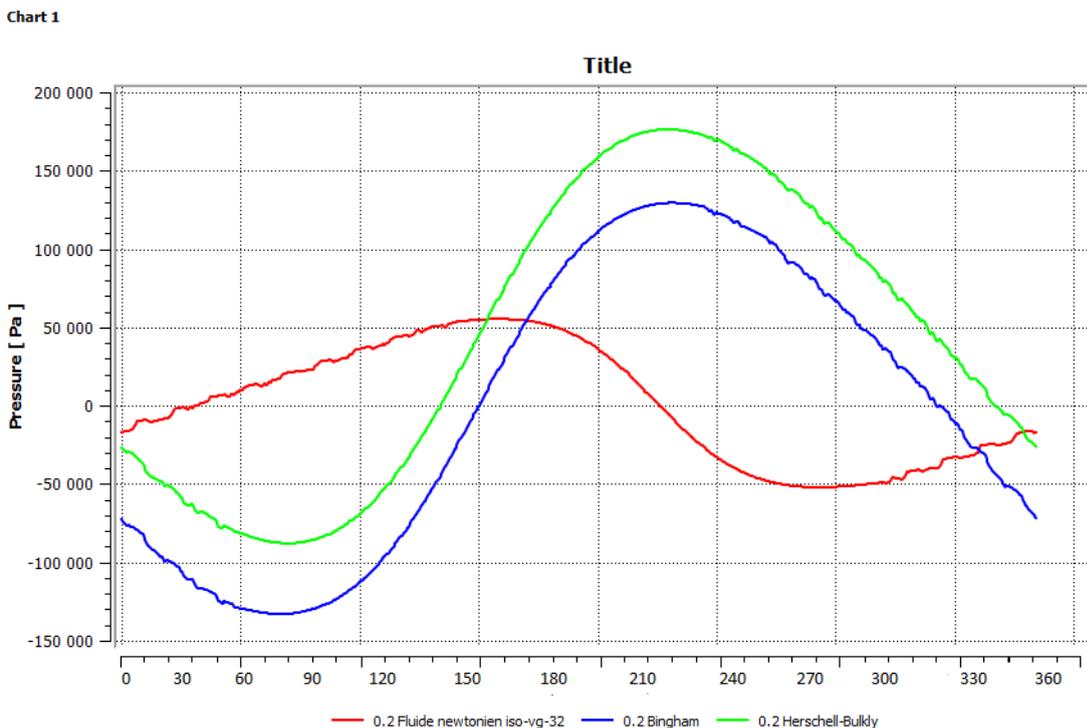


Fig III.15 Profils de pression pour $\epsilon_i = 0.2$

La figure (III.15) concerne l'excentricité $\epsilon_i = 0.2$ des trois fluides (ISO-VG 32, le modèle Bingham et le modèle Herschell-Bulkly), ou l'excentricité du fluide ISO-VG 32 atteint une pression maximale de 60000 Pa, et une autre minimale de -55000 Pa, par contre le modèle de Bingham touche une pression max proche de 125000 Pa au milieu du palier, après une dépression de -143000 Pa. Et on remarque que le profil du modèle Herschell-Bulkly similaire avec le modèle de Bingham avec une pression maximale de 170000 Pa et une dépression de -140000 Pa.

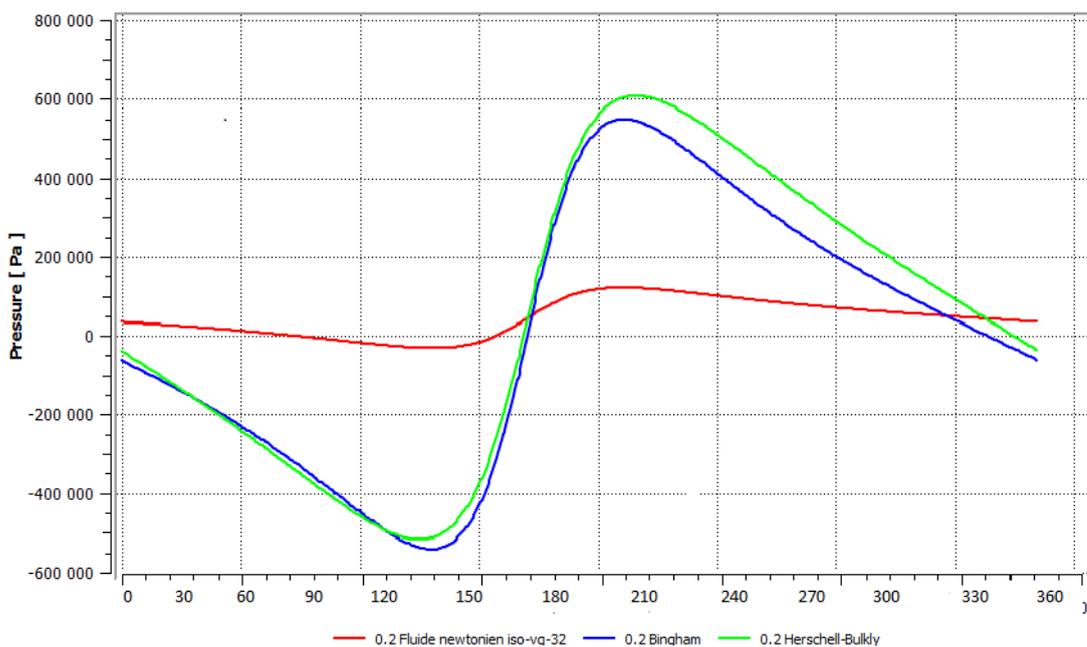


Fig III.16 Profils de pression pour $\epsilon_i = 0.6$

la figure (III.16) de l'excentricité $\varepsilon = 0.6$ prend le même comportement avec le profil de $\varepsilon = 0.2$. ou l'excentricité de 0.6 se caractérise avec de grandes valeurs de pression, cette différence due à la position de l'arbre avec le coussinet.

En Comparant les valeurs de la figure (III.13 et III.14) pour le cas d'un palier lubrifié par un fluide Newtonien, et Non-Newtonien pour la même excentricité relative ε , on note qu'il y a une plus grande différence entre les pressions des deux fluides de même nature, les valeurs maximale de la pression sont différents. On peut dire que le fluide non-newtonien ayant une valeur plus élevée.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé les écoulements de lubrification en fluides newtonien et non Newtoniens.

Nous avons étudiés aussi l'influence de l'excentricité sur le champ de pression pour le cas du même fluide et pour des fluides différents.

Les contours de pression ont été présentés ainsi que les profils de distribution de la pression au sein du palier.

D'après ce chapitre on peut conclure que l'excentricité influe sur la distribution de la pression, chaque élévation d'excentricité provoque une augmentation de pression.

Conclusion général

Les paliers sont des organes de support et de guidage en rotation sont de plus en plus utilisés dans les machines tournantes. Leur bon fonctionnement dépende de l'existence d'un film lubrifiant qui sépare totalement les surfaces en présence a savoir : le coussinet et l'arbre qui est en mouvement relative. Ce lubrifiant qui peut être un fluide visqueux ou non.

Dans ce travail, les comportements des fluides newtoniens et fluides aux caractéristiques non newtoniennes: **Bingham et Herschel-Bulkley**, en considérant un palier lisse de largeur finie.

Les variables prises en compte dans cette étude étaient l'excentricité et la loi de rhéologique

En utilisant le code calcul FLUENT, la simulation nous a permis de déterminer la distribution du champ de pression au sein du film lubrifiant. Ensuite après la modification d'excentricité dans la géométrie du palier on a traité l'influence de ce changement sur la distribution de la pression.

Cette étape nous a permis de d'extraire les conclusions suivantes :

- ❖ la pression augment proportionnelles a l'augmentation de la valeur d'excentricité.
- ❖ le fluide non-newtonien ayant une valeur plus élevée que les fluides Newtonien.
- ❖ La position du palier influe sur la distribution de la pression.

Bibliographie

- [1] : Jean BOUYER. Etude des performances thermo-elastohydrodynamiques de paliers soumis_a des conditions s_ev_eres. Engineering Sciences. Universit_e de Poitiers, 2003. French.
- [2] : R. Sinhasan and K. C. Goyal , 1990,Elastohydrodynamic studies of circular journal bearings with non-Newtonian lubricants, TRI BOLOGY INTER NATIONAL,Vol 23 N° 06, 1990 P.419-428
- [3] : K. Raghunandana ,B.C. Majumdar, 1999,Stability of journal bearing systems using non-Newtonian lubricants: a non-linear transient analysis, Tribology International 32 (1999),P.179–184 : www.elsevier.com/locate/triboint
- [4] : Satish C. Sharma,S.C. Jain, P.L. Sah,2000,Effect of non-Newtonian behaviour of lubricant and bearing flexibility on the performance of slot-entry journal bearing, Tribology International, vol 33 (2000) P.507–517.
- [5] : Tan Kong Hong Rayan Tanamal,2007, Modeling Of Fluid Flow In Multiple Groove Water Lubrication Bearings Using Computational Fluids Dynamics, Thèse de Master,School Of Engineering Systems, 169 pages.
- [6] : Abdessamed Nessil,Salah Larbi,Hacen Belhamech, and Maamer Malki; 2013, Journal Bearings Lubrication Aspect Analysis Usin Non-Newtonian Fluids, Advance In Tribology, Volume 2013, article ID: 212568, 9 pages.
- [7] : S. Kango , R.K. Sharma , R.K. Pandey ,2013,Thermal analysis of microtextured journal bearing using non-Newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions, Tribology International,[en ligne], vol 69 (2014),P.19-29 : www.elsevier.com/locate/triboint
- [8] : Amit Chauhan, Amit Singla,Narender Panwar, Parenchaute Jindal ; 2014,CFD Based Thermohydrodynamic Analysis Of Circular Journal Bearing.[en ligne] Volume 04, Number 05,Date de consultation : 2014 disponible sur <http://www.republication.com>.
- [9] : Kadah Mehala, Nadia Ben Daoud, and Abdelkader Youcefi ,2014,Evolution Of Lubrocation regime Of Cylindrical Journal Bearing in the starting phase; Industrial Lubrication and Tribology, 66/3(2014)P.379-386.
- [10] : Jaw-Ren Lin, Po-Jui Li , Tzu-Chen Hung , Long-Jin Liang , 2013,Nonlinear stability boundary of journal bearing systems operating with non-Newtonian couple stress fluids, tribology international, vol 71(2014),P.114-119 : www.elsevier.com/locate/triboint
- [11] : Prashant B. Kushare, Satish C. Sharma, 2015, A study of 2-lobe symmetric hole entry Hybrid journal bearing operating with nonNewtonian lubricant considering thermal effects, [en ligne],India,Tribology International: <https://www.journals.elsevier.com/tribology-international>.

- [12] : F. Rahmani, R. K. Pandey, J. K. Dutt, 2016, Influence of Elliptic Bore and non-Newtonian Rheology of Lubricant on the Performance and Stability of Journal Bearing. In: Procedia Technology 23, 3rd International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering, ICIAME 2016, India, P.28-35.
- [13] : Javorova, A. Mazdakova, I. Andonov; A. Radulscu, 2016, Analysis Of HD Journal Bearing Considering Elastic Deformation and Non-Newtonian Rabinowitsch Fluid Model, Tribology In Industry [en ligne], vol 38, N°2(2016) <<[http: www.tribology.fink.rs](http://www.tribology.fink.rs)>>.
- [14] : S. Boubendir, S. Larbi, M. Malki, R. Bennacer, 2019, Hydrodynamic self-lubricating journal bearings analysis using Rabinowitsch fluid lubricant, [en ligne], Algiers, Algeria, disponible sur Tribology International : <http://www.elsevier.com/locate/triboint>
- [15] : Meramria Wafa, Etude de L'Effet Dynamique d'un Palier Lisse par Analyse Vibratoire, mémoire pour l'obtention du diplôme de MAGISTER 2009 .
- [16] : J. Frêne _ Butés et paliers hydrodynamique. Technique de l'ingénieur, B5320 ,1996.
- [17] : Mihoubi Khalid et Sadini Rachid, Contribution à l'étude d'une palie hydrodynamique lisse, Mémoire présenté pour l'obtention Du diplôme de Master Académique, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA
- [18] : Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes, 2009.
- [19] : Moustapha Habib, investigation numérique sur l'utilisation d'un modèle viscoélastique integral pour l'estimation des pertes de charge dans une conduite cylindrique reduite pour le transport du remblai en pate cimentee, memoire, comme exigence partielle de la maitrise en ingenierie, universite de Cubec.
- [20] : I. Bouyehia, H. Bouraza ; l'effet du comportement rhéologique du fluide sur quelques caracteristiques hydrodynamiques d'un lit fluidise solide-liquide, memoire pour l'obtention du master en genie des procedes, universite de a. mira – Bejaia, 2016
- [21] : Sahli Abdelkader, etude experimentale d'un palier lubrifie Messaline, memoire pour l'obtention du diplôme magister en mécanique, option : simulation mécanique, université de hassiba ben Bouali chlef faculté des sciences et sciences de l'ingénieur, 2011.
- [22] : Cours effet rhéologique.
- [23] : Mohamed Chaour, interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentiellement chauffée, présente pour obtenir le diplôme de magister, université mentouri – Constantine, 2010

Résumé

Cette étude est consacrée à l'étude de l'influence du comportement rhéologique dans le cas d'un palier hydrodynamique. Un modèle numérique a été réalisé à l'aide du GAMBIT et simulé sur le code commercial ANSYS FLUENT 15. Deux fluides ont été utilisés à savoir : fluide newtonien et non-newtonien, pour ce dernier on a étudiés deux types (Herschel-Bulkley et Bingham). Il a été observé, que la loi de variation de la viscosité à une influence sur la distribution de pression et par conséquent la charge portante.

Les résultats obtenus, montrent aussi que le fluide de Bingham présente des avantages par rapport aux fluides.

Mots clés : Paliers lisses – Lubrification - Fluides non-newtoniens – Fluent.

Abstract

This study is devoted to the study of the influence of the rheological behavior in the case of a hydrodynamic bearing.

A numerical model has been realized using GAMBIT and simulated on the commercial code ANSYS FLUENT 15. Two fluids were used: Newtonian and non-Newtonian, for the latter two types were studied (Herschel-Bulkley and Bingham). It was observed that the viscosity variation law has an influence on the pressure distribution and consequently on the load-bearing capacity. The results also show that the Bingham fluid has advantages over fluids.

Keywords: Sliding bearings - Lubrication - Non-Newtonian fluids - Fluid.

الملخص

هذه الدراسة مخصصة لدراسة تأثير السلوك الريولوجي في حالة المحمل الهيدروديناميكي . تم تحقيق نموذج رقمي باستخدام GAMBIT و تمت محاكاته على الكود التجاري ANSYS FLUENT 15 وتم استخدام سائلين : نيوتوني و غير نيوتوني ، و تم دراسة النوعين الآخرين (Herschel- and Bingham) Bulkley لوحظ أن قانون تغير اللزوجة له تأثير على توزيع الضغط و بالتالي على قدرة تحمل الأحمال . تظهر النتائج أيضا أن سائل بينغهام له مزايا على السوائل .

الكلمات المفتاحية : محامل منزلقة ، تزييت ، سوائل غير نيوتونية ، فلوانت

