

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET



Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

THÈME

**Modélisations des écoulements avec présence de particules solides :
Applications aux fluides micropolaires**

Préparé par :

Mr. AMEUR MANSOUR Samir

Mr. ADJAL Fouad

Devant le jury :

Nom et prénom	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
HAMMOU Mahmoud	MAA	UIK Tiaret	Président
BENADDA Mohamed	Doctorant	UIK Tiaret	Examineur
ABO-SHIGHIBA Hicham	MAA	UIK Tiaret	Encadreur
BENARIBA Aboubakeur	Docteur	UIK Tiaret	Co-encadreur
ABED Asmaa	Docteur	UIK Tiaret	Invitée

Promotion : 2018/2019.

Dédicaces

*Nous dédions ce modeste travail aux plus exceptionnels
qui existent dans le monde, nos chers parents en
reconnaissance du soutien moral, matériel et
la patience, dont ils ont fait preuve qu'Allah les garde.*

À nos chers frères et sœurs.

À nos familles et nos amis.

*À tous qui ont participé de près ou de loin dans
l'élaboration de ce travail.*

À tous nos collègues de la promotion énergétique 2019.

Samir et Fouad.

Remerciements

Nous remercions tout d'abord Allah qui nous a donné la force Pour achever ce modeste travail.

Nos vifs remerciements à nos encadreurs Mr. ABO-SHIGHIBA Hicham et Mr. BENARIBA Aboubakeur pour leurs attentions à notre travail, leurs conseils avisés et leurs encouragements. Leurs qualités scientifiques et leurs qualités humaines nous ont été d'une grande utilité pour mener à terme ce travail. Nous leur adressons toute notre gratitude et notre profonde reconnaissance.

Nous remercions également les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

Nos remerciements vont également à tous les responsables, les enseignants de département de génie mécanique qui ont contribué à notre formation.

Enfin, nous remercions tous ceux et celles qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Table des matières

Dédicaces	II
Remerciements	III
Table des matières	IV
Liste des figures	VII
Nomenclatures	IX
Introduction générale	1

Chapitre I : Étude bibliographique

I.1. Introduction	4
I.2. Les Paliers	4
I.2.1. Les paliers lisses	6
I.2.1.1. Définition	6
I.2.1.2. Les avantages	7
I.2.1.3. Les inconvénients	7
I.2.2. Les paliers à roulements	7
I.2.2.1. Définition	7
I.2.2.2. Les avantages	8
I.2.2.3. Les inconvénients	8
I.2.3. Paliers magnétiques	9
I.2.3.1. Définition	9
I.2.3.2. Principaux paliers magnétiques	9
I.2.3.3. Principe de fonctionnement	9
I.2.3.4. Les avantages et les inconvénients	10
I.2.4. Paliers hydrodynamiques	11
I.2.4.1. Définition	11
I.2.4.2. Principe de fonctionnement	11
I.2.5. Paliers hydrostatiques	13
I.2.5.1. Définition	13
I.2.5.2. Principe de fonctionnement	14
I.2.5.3. Caractéristiques géométriques	16
I.2.5.4. Calcul approché des caractéristiques statiques	17
I.2.5.5. Formation du film fluide hydrostatique	18
I.2.5.6. Les avantages et les inconvénientse	20

Table des matières

I.3.	Fluide complexe -----	20
I.3.1.	Quelques exemples de fluides complexes -----	21
I.3.2.	Fluide micropolaire-----	23
I.3.3.	Les équations de la lubrification micropolaire -----	24
I.3.3.1.	Hypothèse et démonstration -----	26
I.3.4.	Application de la lubrification micropolaire -----	29
I.4.	Dynamique de rotor -----	30
I.4.1.	Objectifs de l'analyse de la dynamique des rotors-----	31
I.4.2.	Les prédictions du comportement dynamique des rotors-----	31
I.4.2.1.	Rotor rigide -----	32
I.4.2.2.	Rotor flexible -----	32
I.5.	Conclusion-----	32

Chapitre II : Palier hydrostatique à trois patin lubrifié par un fluide micropolaire

II.1.	Introduction-----	34
II.2.	Étude d'un palier hydrostatique à trois patins -----	34
II.2.1.	L'équation de Reynolds modifiée -----	36
II.3.	Palier hydrostatique infiniment long -----	38
II.3.1.	La distribution de pression -----	39
II.3.2.	La charge portante-----	41
II.3.3.	Débit du lubrifiant -----	42
II.3.4.	La pression d'alvéole-----	45
II.3.5.	La charge totale -----	46
II.3.6.	Débit du lubrifiant total -----	46
II.4.	Dynamique de rotor -----	46
II.5.	La méthode non-linéaire -----	47
II.6.	Méthode d'intégration numérique -----	47
II.6.1.	Méthode de NEWMARK -----	47
II.7.	Conclusion-----	48

Chapitre III : Résultats et interprétations

III.1.	Introduction-----	50
III.2.	Étude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire -----	50
III.2.1.	Organigramme générale -----	50

Table des matières

III.2.2. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur la distribution de pression -----	53
III.2.3. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur le débit -----	53
III.2.4. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur l'amplitude des vibrations-----	56
III.2.4. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur la force transmise-----	59
III.3. Conclusion-----	62
Conclusion générale -----	63
Référence bibliographiques -----	64
Résumé -----	67

Liste des figures

Figure I.1 : Palier lisse [2].....	05
Figure I.2 : Éléments constitutifs d'un palier lisse [5].....	06
Figure I.3 : Coussinets [6].....	06
Figure I.4 : Palier à roulement [7].....	08
Figure I.5 : Palier magnétique [8].....	09
Figure I.6 : Commande de paliers magnétiques [9].....	10
Figure I.7 : Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique [10].....	11
Figure I.8 : Phases du régime hydrodynamique [10].....	12
Figure I.9 : Palier hydrostatique circulaire à quatre alvéoles [2].....	13
Figure I.10 : Palier hydrostatique avec orifices [13].....	14
Figure I.11 : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique [3].....	15
Figure I.12 (a) Palier hydrostatique à quatre patins (quatre alvéoles); (b) Palier hydrostatique à trois patin (trois alvéoles).....	17
Figure I.13 : Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [14].....	19
Figure I.14 : Géométrie et cinématique du contact	27
Figure I.15 : Rotors flexible [31].....	31
Figure I.16 : Les effets des vibrations dans un système mécaniques [33].....	32
Figure II.1 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins	34
Figure II.2 : Butée hydrostatique à simple effet	35
Figure II.3 : Conditions aux limites du palier hydrostatique	36
Figure II.4 : Système de cordonnée de l'arbre dans le palier	38
Figure II.5 : Palier hydrostatique infiniment long [3].....	38
Figure II.6 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue	39

Liste des figures

Figure II.7 : Résistance hydraulique de type capillaire	44
Figure III.1 : Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec un fluide micropolaire	52
Figure III.2 : La distribution de pression pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\beta_0 = 0,4$	53
Figure III.3 : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$	54
Figure III.4 : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique non-dimensionnelle Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique ...	55
Figure III.5 : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$	56
Figure III.6 : Variation de l'amplitude des vibrations adimensionnelle \tilde{A} en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$	57
Figure III.7 : Variation de l'amplitude des vibrations \tilde{A} en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique.....	58
Figure III.8 : Variation de l'amplitude des vibrations en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$	59
Figure III.9 : Variation de la force transmise F_t en fonction en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$	60
Figure III.10 Variation de la force de transmis en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique.....	61
Figure III.11 Variation de la force de transmis en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$	62

Nomenclatures

a	longueur d'alvéole [m]
A	longueur du patin [m]
b	largeur d'alvéole [m]
B	largeur du patin [m]
dc	diamètre du capillaire [m]
R	rayon du capillaire [m]
l_c	longueur du capillaire [m]
h_0	épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
h_i	épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
\dot{h}_i	vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
S	surface totale du patin [m ²]
S_1	surface de l'alvéole [m ²]
S_2	surface de portée [m ²]
N	nombre de couplage
lm	longueur de l'élément du fluide micropolaire
k_v	Coefficient s'appelle : ' <i>the spin viscosity</i> '
μ	viscosité du fluide micropolaire [Pa.s]
μ_v	viscosité dynamique du fluide Newtonien [Pa.s]
M	masse du rotor [Kg]
P_s	pression d'alimentation [Pa]
P_i	champ de pression micropolaire pour chaque patin [Pa]
P_{ri}	pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
Q_{vi}	débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m ³ /s]

Nomenclatures

Q_{ri}	débit à travers le capillaire relatif à chaque patin [m^3/s]
Q_{xi}, Q_{zi}	débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin [m^3/s]
Q_T	débit total du lubrifiant [m^3/s]
$u_{xi}; u_{zi}$	vitesse de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
u_r	la vitesse dans le débit micropolaire [m/s]
F_{pi}	charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
(x_i, z_i, y_i)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
β_i	rapport de pression : $\beta_i = P_{ri} / P_s$
β_0	rapport de pression pour excentricité égale à zéro (Cas statique)
K_w	coefficient de la charge
K_q	coefficient du débit
K_{pc}	coefficient du capillaire
\tilde{A}	l'amplitude des vibrations
F_t	force transmise [N]
e_x, e_y	excentricités suivant x et y respectivement [m]
ε	rapport d'excentricité
ω_e	Fréquence d'excitation [rad/s]
F_x, F_y	Forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

Introduction générale

Introduction générale

La précision requise et la vitesse de rotation élevées des machines tournantes ont entraîné une révolution dans la conception et le développement de différentes configurations de paliers tels que les paliers hydrodynamiques et hydrostatiques.

Les paliers hydrostatiques sont des systèmes de paliers, à cause de leurs précisions extrêmement élevée et presque sans usure, qu'on trouve dans les applications précises de la construction mécanique et les outils de mesure et de contrôle.

La conception des paliers hydrostatiques est basée sur les conditions de fonctionnement et le lubrifiant utilisé.

La fonction se fait par un approvisionnement de pression externe, le liquide lubrifiant sortant des canaux d'entrée est pressé de façon continue dans les alvéoles entre les surfaces des paliers. Ces surfaces de paliers sont toujours séparées par un film lubrifiant mince, pour éviter tout frottement de surfaces des paliers.

Les principaux paramètres opérationnels pris en compte dans les différentes recherches numériques et expérimentales étaient la vitesse de rotation de l'arbre, la pression d'entrée du jet, la capacité de charge et les caractéristiques du lubrifiant.

De plus, des expériences ont démontré que l'huile lubrifiante, dans des conditions de fonctionnement standard est contaminée par des particules aux métaux en suspension ou des saletés et commence à présenter un comportement non-newtonien. Dans de tels cas, la théorie classique du fluide newtonien n'est pas applicable, ce qui nécessite l'application de la théorie des fluides micropolaires pour ce problème de lubrification.

L'objectif de ce travail est d'étudier les effets des paramètres caractéristiques d'un fluide micropolaire sur un palier hydrostatique. Ce palier est constitué des trois patins alimentés et contrôlés par des résistances hydrauliques de type capillaire.

Introduction générale

Dans le premier chapitre, nous commençons par une étude bibliographique sur les paliers hydrostatiques et leur lubrification avec des fluides micropolaires. Les propriétés de ces derniers sont décrites en incluant la démonstration de l'équation de Reynolds modifiée adaptée pour eux.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude analytique du palier hydrostatique à trois patins.

Ensuite, dans le chapitre 3, nous présentons les résultats et les interprétations concernant l'influence des paramètres d'un fluide micropolaire sur le palier considéré.

On finit avec une conclusion générale sur les principaux résultats de l'étude réalisé.

CHAPITRE I
ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de faire un aperçu bibliographique concernant les paliers hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire.

Ce chapitre est divisé en trois volets :

Le premier volet est consacré à la définition des différents types de paliers et particulièrement les paliers hydrostatiques ; le type qui nous intéresse.

Le deuxième volet se concentre sur le fluide micropolaire et la démonstration de l'équation de Reynolds modifiée pour ce fluide.

Et le troisième volet porte une brève étude sur la dynamique de rotor.

I.2. Les paliers

Les paliers sont des composants mécaniques conçus pour soutenir les arbres. Le mot palier est un nom générique qui désigne un montage mécanique destiné à accommoder le mouvement relatif entre une pièce en mouvement et un bâti ou un châssis de machine immobile. Le rôle des paliers est d'assurer le positionnement dans l'espace et de permettre le mouvement libre des arbres et des essieux en rotation ou en translation. En même temps, les paliers reprennent les charges du système et les transmettent à la partie fixe de la machine. Les paliers sont généralement utilisés pour monter des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple les poulies, roues, engrenages, etc.

La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact : la surface extérieure de l'axe supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé [1].

Suivant l'usage désiré, ces paliers peuvent être lisses ou à roulements.

Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les deux paliers porteurs, pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée ou butée pour lesquels la charge est axiale.

Chapitre I : Étude Bibliographique

- les paliers à charges radiales sont généralement constitués par deux éléments de 180° d'arc, appelés plus communément demi coussinets (figure I.1) et un élément de 360° d'arc, appelé bague.
- les paliers à charges axiales sont généralement constitués de demi-flasques ou de rondelles complètes [3].

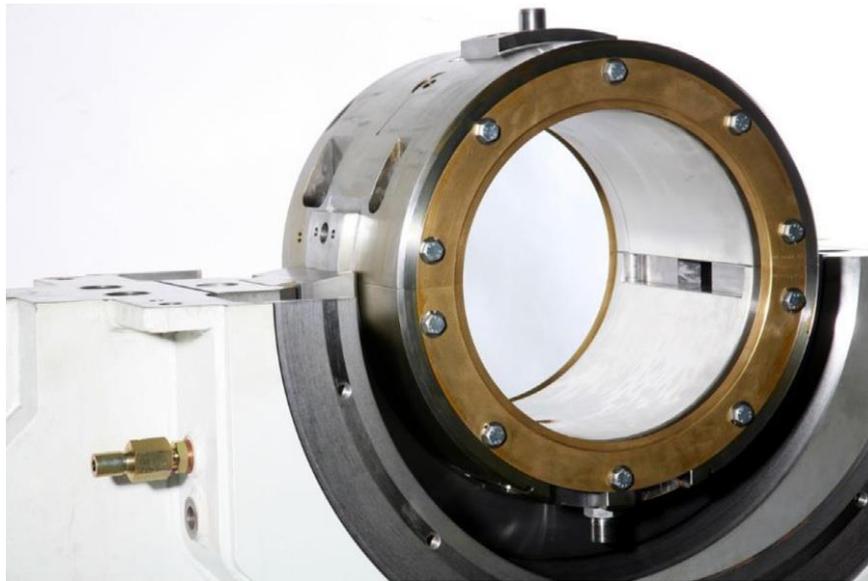


Figure I.1 : Palier lisse [2].

Pour des applications sévères, les propriétés nécessaires au bon fonctionnement du palier sont bien souvent antagonistes et le moyen le plus élégant de contourner cette difficulté est d'utiliser des matériaux multicouches qui apportent à cœur ou en surface les propriétés recherchées.

Les paliers et les butées ont été peu utilisés vu la complexité de leur fabrication, mais leur emploi s'est généralisé aujourd'hui car, bien d'un coût élevé, ils présentent d'excellentes caractéristiques de fonctionnement (capacité importante de charge et stabilité). Aussi, ils sont classés parmi les supports de ligne d'arbres les plus performants.

Vu l'importance de ces guidages en industrie pour des machines tournantes, plusieurs études sont consacrées pour analyser leur comportement ; ainsi, plusieurs recherches ont été menées à l'étude des différents paramètres qui ont une influence sur leur bon fonctionnement. Les paliers à roulements, magnétiques, hydrodynamiques et hydrostatiques sont les plus couramment utilisés.

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.1. Les paliers lisses

I.2.1.1. Définition

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°) (figure I.2).

Ces deux éléments sont totalement séparés par un film lubrifiant.

Dans certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement [4].

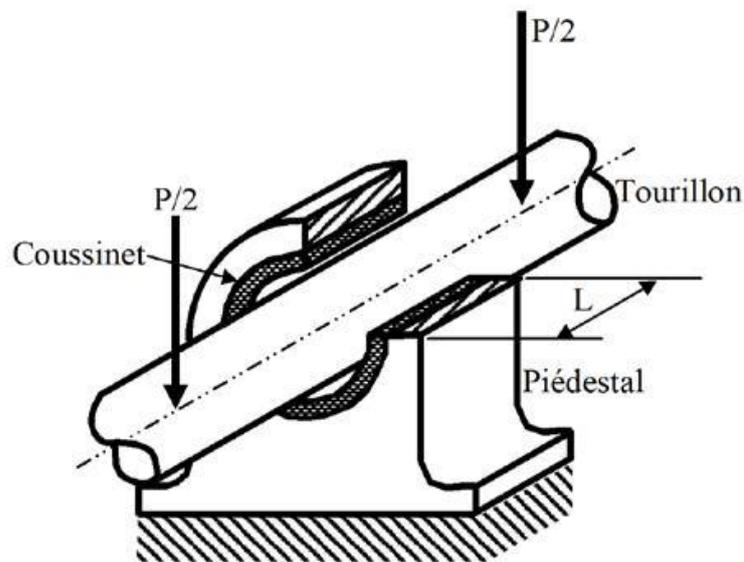


Figure I.2 : Éléments constitutifs d'un palier lisse [5].



Figure I.3 : Coussinets [6].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.1.2. Les avantages des paliers lisses

- Insensible aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes surfaces porteuses amortissantes lubrifiées.
- Silencieux.
- Insensible à la poussière.
- Grandes vitesses de rotation.
- Durées de la vie illimitée dans le domaine de frottement liquide.
- Montage et démontage faciles des arbres lorsqu'il s'agit des coussinets fractionnés.

I.2.1.3. Les inconvénients des paliers lisses

Les paliers lisses présentent aussi des inconvénients qui sont les suivants :

- Grand moment résistant au démarrage.
- Grande quantité d'huile nécessaire pour la lubrification.
- Surveillance permanente.
- Rendement moins élevé que celui des roulements.

I.2.2. Les paliers à roulements

I.2.2.1. Définition

Dans un palier à roulements (figure I.4) le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux et aiguilles).

Ils supportent de plus fortes charges tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage [4].

I.2.2.2. Les avantages des paliers à roulements

- Installation simple et facile à remplacer,
- Durée de vie plus grande,
- Possibilité de graissage à vie,
- Possibilité de supporter des charges combinées,
- Faible coût et pas de phénomène de frottement
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification,
- Assurent un meilleur alignement radial et axial et présentent un faible couple au démarrage même à basse température

I.2.2.2. Les inconvénients des paliers à roulements

- Problèmes de fatigue plus importants,
- Faible capacité d'amortissement,
- Encombrement radial important,
- Générateur de bruits,
- Fréquence de rotation limitée,
- Diamètre nominal limité.

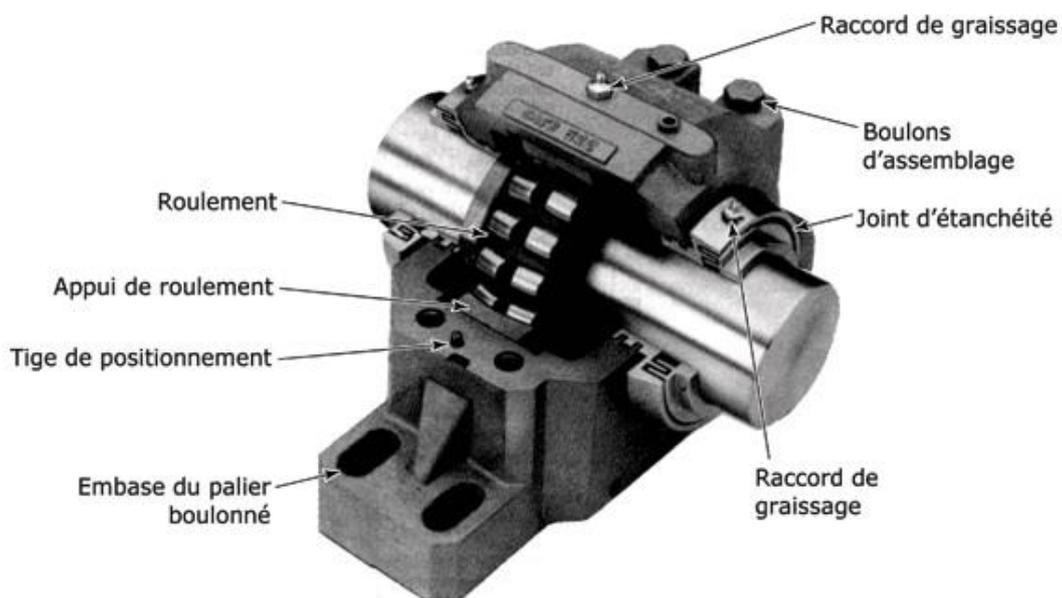


Figure I.4 : Palier à roulement [7].

I.2.3. Les paliers magnétiques

I.2.3.1. Définition

Les paliers magnétiques (figure I.5) permettent de supprimer tout contact entre un arbre et le bâti, d'éliminer les lubrifiants et tous les problèmes de frottement. Ils se composent principalement d'électro-aimants qui créent un champ magnétique porteur. Des capteurs de position commandent l'intensité du champ de manière à maintenir l'arbre au centre du palier.

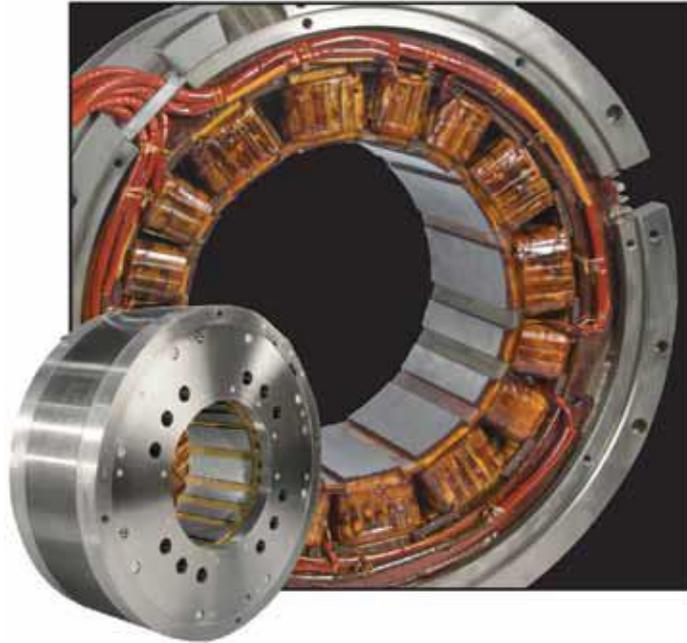


Figure I.5 : Palier magnétique [8].

I.2.3.2. Principaux paliers magnétiques

- **Le palier magnétique passif**

Ce palier est réalisé à partir d'aimants permanents ou d'électroaimants à courant d'excitation constante en utilisant soit les forces de répulsion, soit les forces d'alignement.

- **Le palier magnétique actif**

Ce palier travaille toujours en attraction avec des électroaimants à excitation variable commandée par des détecteurs de déplacement.

I.2.3.3. Principe de fonctionnement

Ces paliers ont une très grande précision de guidage (jusqu'à 0,1 μm), ils fonctionnent dans le vide, leur portance est indépendante de la vitesse, utilisables dans une large gamme de température (-200° C à 450° C); ils ne polluent pas et leur dissipation d'énergie mécanique est pratiquement nulle. L'électronique de commande permet d'obtenir des caractéristiques intéressantes :

- rigidité statique réglable, elle peut être très grande,
- rigidité dynamique réglable permettant d'influencer la vitesse critique de rotors,
- amortissement élevé utile pour la traversée de vitesses critiques et pour éviter certains phénomènes d'instabilité,

Chapitre I : Étude Bibliographique

- position radiale de l'axe de rotation réglable [9].

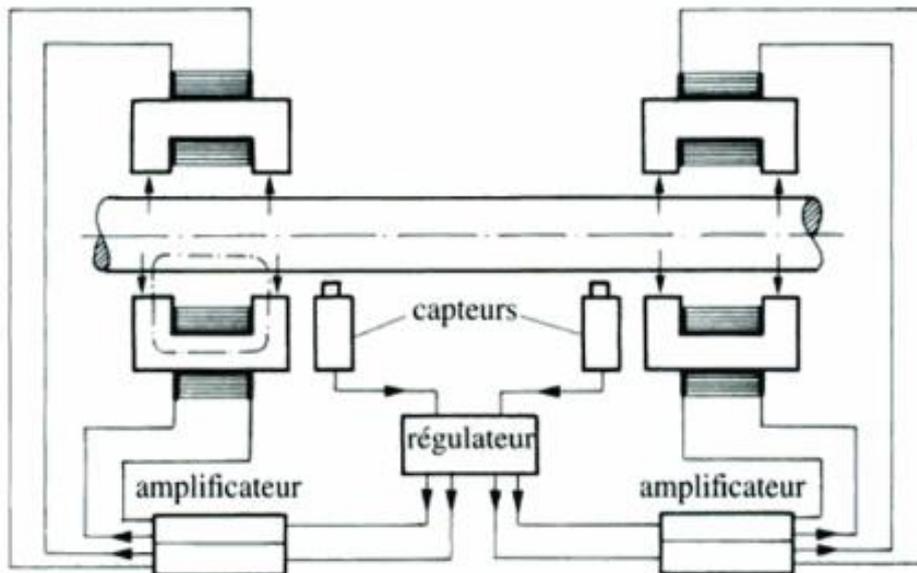


Figure I.6 : Commande de paliers magnétiques [9].

I.2.3.4. Les avantages et les inconvénients paliers à roulements

▪ Les avantages

- Grande rigidité statique,
- Rigidité dynamique réglable permettant d'influencer la vitesse critique du rotor,
- Amortissement élevé utile pour éviter certains phénomènes d'instabilité (fonctionnement en supercritique),

- Position de l'axe de rotation réglable (position nominale),
- Diagnostic permanent de la machine en fonctionnement,
- Réduction importante des pertes.

▪ Les inconvénients

- Mise en œuvre coûteuse,
- Nécessité d'un système électronique.

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.4. Les paliers hydrodynamiques

I.2.4.1. Définition

Les paliers hydrodynamiques (figure I.7) sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique qui tourne à l'intérieur d'un alésage.

Ils 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 [5].

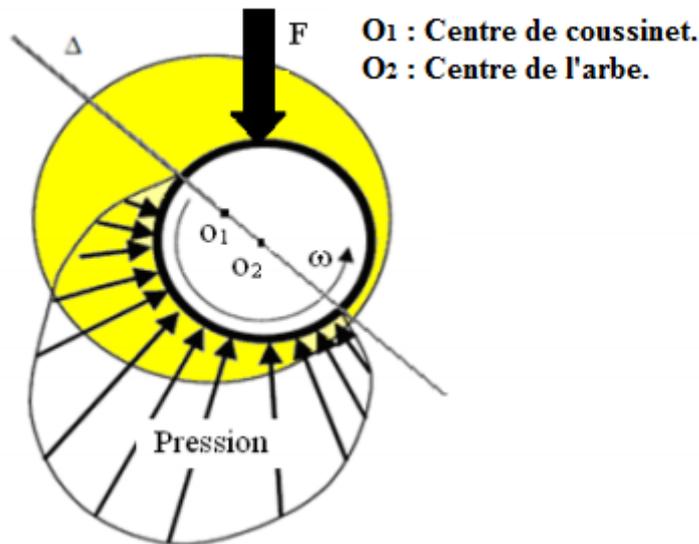


Figure I.7 : Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique [10].

I.2.4.2. Principe de fonctionnement du palier hydrodynamique

Le fonctionnement du palier repose sur le débit du film. L'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement crée le débit.

Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la portance et le frottement. Dans le cas d'un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement sont une conséquence. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge

Chapitre I : Étude Bibliographique

normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces.

La figure 08 présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous chargement.

Phase (a) : À l'arrêt, (figure 1.8.a), 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 .

Phase (b) : Au démarrage, (figure 1.8.b), l'arbre roule en glissement à l'intérieur de coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Phase (c) : Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, (Figure 1.8.c), il y a présence d'un champ de pression hydrodynamique qui supporte la charge P constante, le centre de l'arbre O_a occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur de forces extérieur se réduit à une force unique P qu'agit dans les plans de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et de coussinet sont parallèles.

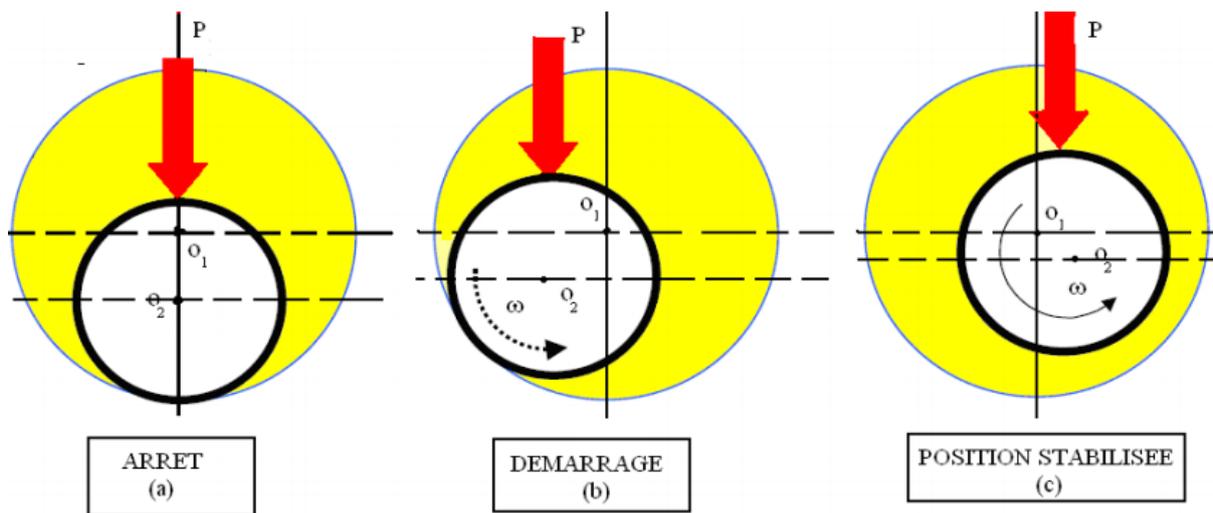


Figure I.8 : Phases du régime hydrodynamique [10].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.5. Les paliers hydrostatique

I.2.5.1. Définition

Historiquement, le premier palier hydrostatique a été défini par L. D. Girard en 1862. Ce dernier utilisait ce type de palier dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatiques plats [11].

Un palier hydrostatique comporte deux surfaces, l'une est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) (figure I.9) [12]. Dans un palier hydrodynamique la capacité de charge réside dans la vitesse de glissement de la surface de l'arbre par rapport au coussinet.

Dans les paliers hydrostatiques, il en va différemment. La charge résulte d'une pression engendrée par un système extérieur au contact (pompe ou compresseur).

Ces paliers sont employés lorsque les conditions cinématiques ne sont pas suffisantes ou stables pour obtenir une portance hydrodynamique (démarrages fréquents, oscillations de l'arbre) [4].

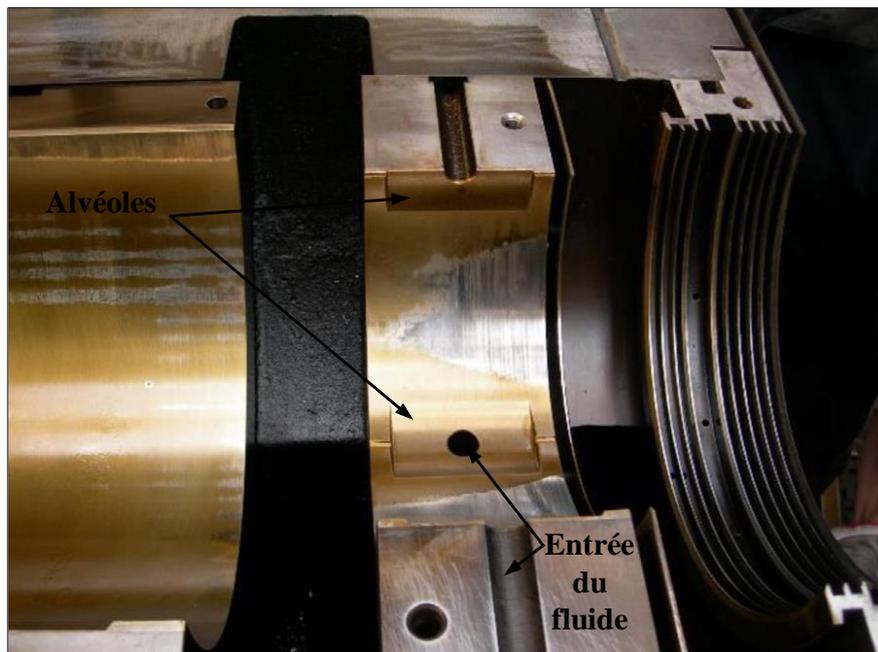


Figure I.9 : Palier hydrostatique circulaire à quatre alvéoles [2].

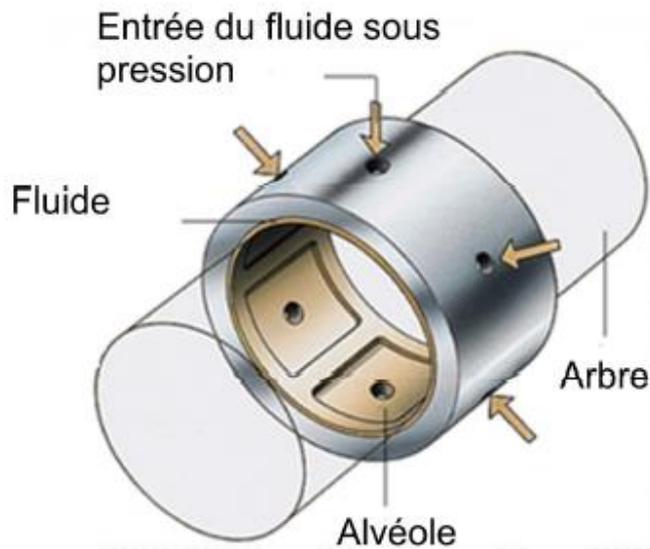


Figure I.10 : Palier hydrostatique avec orifices [13].

I.2.5.2. Principe de fonctionnement (lubrification hydrostatique)

Dans tout dispositif hydrostatique une des surfaces est lisse tandis que l'autre compte une ou plusieurs cavités ou alvéoles reliées à un générateur de pression (figure I.11). Nous avons deux régions :

- une région où l'épaisseur du film est mince $h/A < 1$.
- et une région constituée par les cavités où l'épaisseur du film est grande.

Ceci permet de supposer que la pression dans les alvéoles est constante.

L'introduction du fluide à l'intérieur des alvéoles peut se faire de deux façons différentes :

- **alimentation à débit constant**

Ce type de lubrification est seulement valable pour les liquides (fluides incompressibles) (Figure I.11.b).

- **alimentation à pression constante**

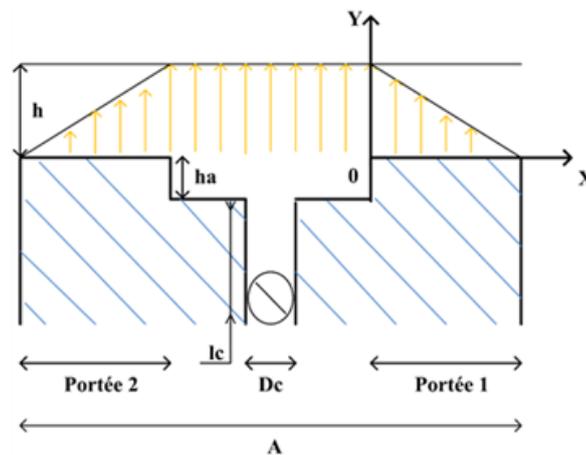
Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique (un tube capillaire, par exemple) entre l'alvéole et la source d'alimentation (pompe) (figure I.11.c).

Chapitre I : Étude Bibliographique

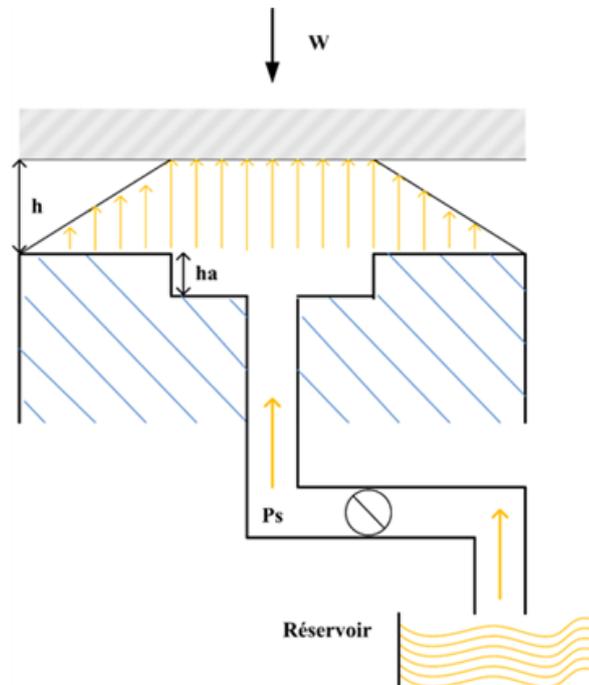
La résistance hydraulique a pour rôle de faire varier le débit en fonction de la chute de pression. Dans ce mode d'alimentation, une pompe à débit constant est utilisée, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles.

Ces alvéoles peuvent être alimentées soit individuellement par une pompe soit par l'utilisation d'un régulateur à débit constant qui permet de distribuer le fluide à partir d'une seule pompe.

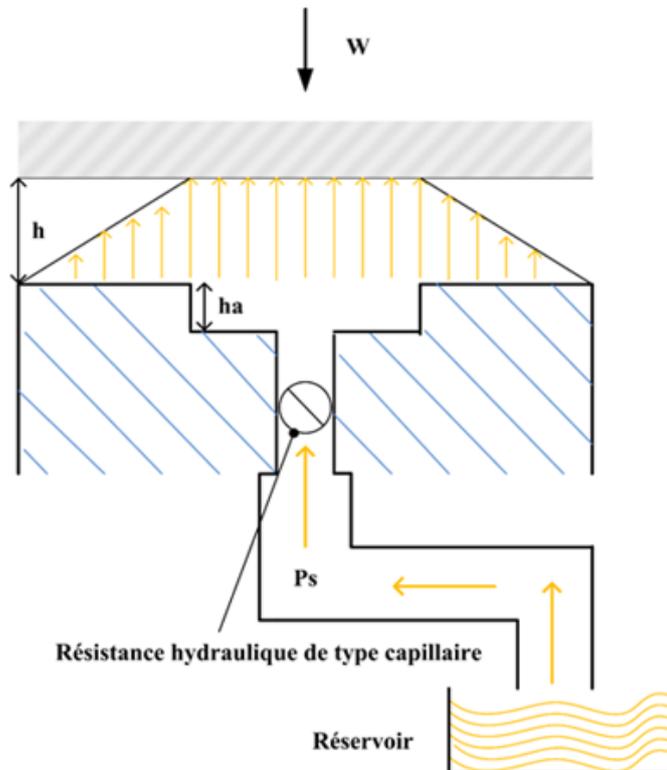
Ce mode d'alimentation est peu utilisé compte tenu du coût et de la complexité de l'installation. L'utilisation de système à pression constante est préférée [12].



(a) : Schématisation d'une butée hydrostatique.



(b) : Alimentation à débit constant.



(c) : Alimentation à pression constante.

Figure I.11 : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique [3].

I.2.5.3. Caractéristiques géométriques des paliers hydrostatiques

Un palier hydrostatique est constitué par n alvéoles réparties régulièrement sur la périphérie du coussinet.

Deux types de paliers existent suivant que les alvéoles sont découplées ou non par des rainures axiales.

Celles-ci ont l'avantage de découpler les alvéoles et de mieux irriguer le palier.

Par contre elles augmentent le débit de fluide et peuvent introduire de l'air dans le palier lorsque la vitesse de rotation de l'arbre est très élevée.

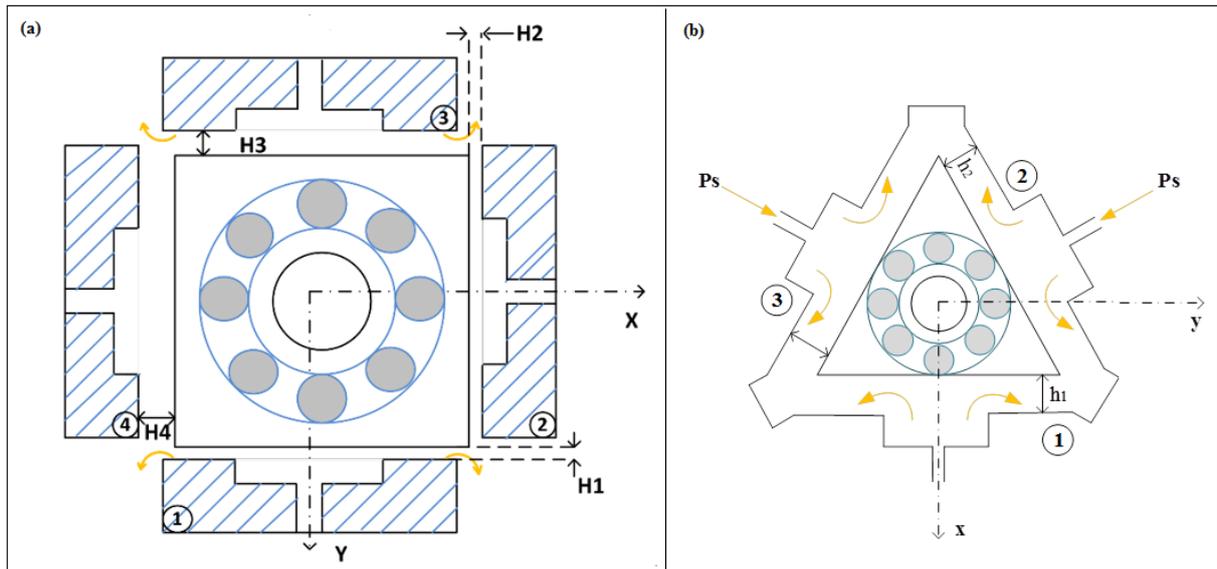


Figure I.12 : (a) Palier hydrostatique à quatre patins (quatre alvéoles) ;
(b) Palier hydrostatique à trois patin (trois alvéoles).

I.2.5.4. Calcul approché des caractéristiques statiques des paliers hydrostatiques

Si la distance inter-alvéoles est faible et en l'absence de rainures axiales, l'écoulement circonférentiel peut être négligé.

De même, si la distance entre l'alvéole et le bord du palier est petite, le gradient axial peut être supposé constant.

Cette hypothèse est strictement vérifiée si l'épaisseur du film est constante selon la direction axiale et si le régime d'écoulement est laminaire.

Si une charge est appliquée sur l'arbre, celui-ci se déplace à l'intérieur du coussinet jusqu'à ce que la résultante des forces de pressions équilibre la charge.

Selon la direction de la charge, la distribution de pression au voisinage d'une alvéole peut être ou non symétrique, celle-ci étant influencée par la pression dans les alvéoles et par la géométrie du film fluide. Le calcul analytique des performances d'un palier hydrostatique est difficile pour les raisons suivantes :

- dans un palier chargé, l'épaisseur du film lubrifiant n'est pas uniforme ;
- il y a un écoulement inter-alvéoles.

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.5.5. Formation du film fluide hydrostatique

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique est présentée dans la figure (I.13)

- (a) : la pompe est en arrêt.
- (b) : Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente.
- (c) : La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée.
- (d) : Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin.
- (e) : Lorsque la charge augmente, l'épaisseur du film diminue et la pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression intégrée à travers les portées soit égale à la charge appliquée.
- (f) : Quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.

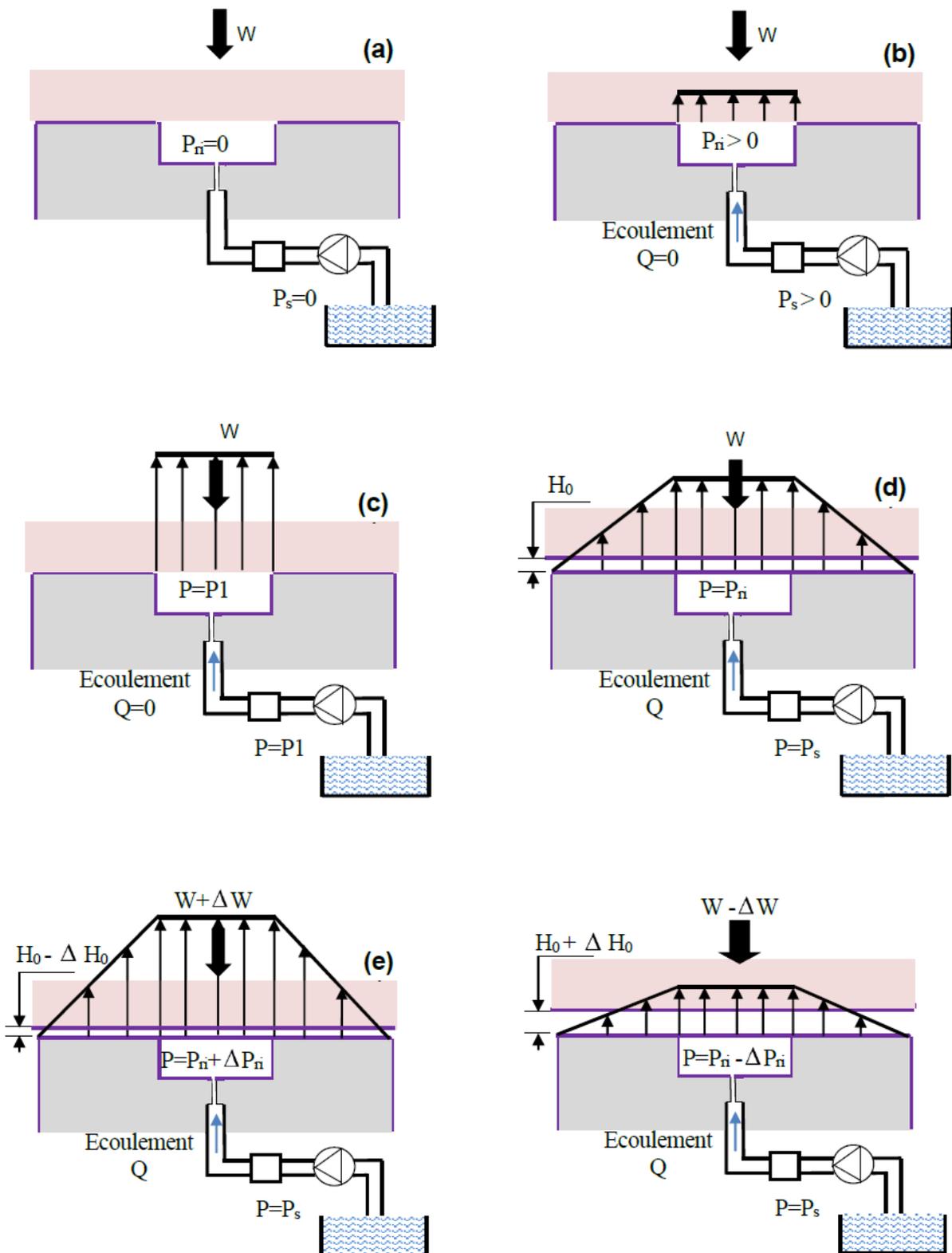


Figure I.13 : Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [14].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.2.5.6. Les avantages et les inconvénients des paliers hydrostatiques

Un des gros inconvénients de ce type de fonctionnement est que la source de pression extérieure peut être très consommatrice d'énergie.

Les paliers hydrostatiques, particulièrement ceux qui fonctionnent avec des liquides, possèdent de nombreux avantages :

- une usure quasi nulle des paliers,
- un très bas coefficient de friction (le coefficient peut en effet être nul lorsque les surfaces en vis-à-vis sont quasiment immobiles,
- une stabilité ou raideur de palier importante (fonction de la pression extérieure fournie),
- une atténuation des défauts de surface dans les paliers hydrostatiques à lubrification liquide car l'effet de portance n'est pas dû à la qualité et à la précision des surfaces en mouvement.

Ces paliers ne sont toutefois pas autant utilisés qu'ils pourraient l'être, peut-être en raison d'un manque de systèmes étudiés suivant ce principe de fonctionnement [11].

I.3. Fluide complexe

Un fluide peut être dit complexe lorsqu'il possède une structure interne de taille caractéristique comprise entre l'échelle moléculaire et celle de l'échantillon. Ces tailles mésoscopiques (dimensions intermédiaires entre celles de la physique quantique et de la physique classique) confèrent aux fluides une microstructure qui va leur donner des propriétés très particulières et parfois très surprenantes. Ces propriétés sont intermédiaires entre celles d'un fluide simple et du solide purement élastique. Du fait de leurs propriétés particulières, ces produits interviennent dans la vie quotidienne, mais également comme produits finis ou intermédiaires dans la plupart des industries de procédés. Citer tous les secteurs industriels dans lesquels des fluides complexes sont mis en œuvre est un défi ; cependant, des industries lourdes aux industries les plus fines, les domaines les plus particulièrement concernés sont : les boues de forage dans l'exploitation de gisements pétroliers, les ciments et mortiers, le traitement de minerais en métallurgie extractive, les polymères fondus, les pâtes à papier, les mastics, peintures et vernis, les industries alimentaires (ketchup, mayonnaise...), cosmétiques et pharmaceutiques [15].

Chapitre I : Étude Bibliographique

Les fluides de fracturation commercialisés sont des fluides non-newtoniens ayant un comportement rhéologique complexe permettant de mieux transporter les agents de soutènement. Le code développé auparavant pour les fluides Newtoniens est adapté aux fluides complexes. Il faut faire des changements au niveau de la viscosité de suspension qui va dépendre de la concentration de particules, mais du taux de cisaillement.

La grande majorité des fluides de fracturation affiche un comportement rhéofluidifiant (une viscosité qui augmente lorsque le taux de cisaillement diminue) et permettent donc de contrer la sédimentation pour les faibles taux de cisaillement.

Le comportement rhéologique complexe du fluide transporteur permet de développer des régions à fortes viscosités, ce qui ralentit la sédimentation des particules rendant ainsi le transport de particules plus efficace [16].

I.3.1. Quelques exemples de fluides complexes

On peut classer ces fluides en trois catégories :

I.3.1.1. Fluides rhéo-fluidifiant

Ces fluides sont ainsi appelés rhéo-fluidifiants : plus on les cisaille, plus ils s'écoulent facilement. De nombreuses solutions de polymère présentent cette caractéristique. Une application pratique a été trouvée dans les peintures : le caractère rhéo-fluidifiant permet d'étaler facilement la peinture sur un mur car il est fortement cisailé par le pinceau et il empêche la formation de gouttes ou de coulures car la viscosité augmente fortement lorsque le cisaillement diminue, c'est-à-dire lorsque l'on retire le pinceau.

Le sang est également un exemple bien connu de fluide rhéo-fluidifiant. Cette propriété est très intéressante pour la circulation sanguine car elle facilite l'écoulement du sang à travers les capillaires et autres artérioles les plus fins. En effet, le faible diamètre des capillaires induit un accroissement du taux de cisaillement ce qui rend le sang plus fluide et aide ainsi la circulation.

L'explication microscopique du caractère rhéo-fluidifiant réside dans la composition du sang qui est assimilable à de l'eau chargée de nombreux composants biologiques dont l'un des plus importants est le globule rouge. Les globules rouges (ou érythrocytes) sont fortement anisotropes : ils ont la forme d'un ballon de football dégonflé. Lorsque le cisaillement est faible, l'orientation des globules est aléatoire mais lorsque le cisaillement augmente, ils s'alignent dans

Chapitre I : Étude Bibliographique

le sens de la circulation. De plus, sous fort cisaillement, les globules rouges ont tendance à s'agréger en rouleaux ce qui diminue encore la viscosité. L'écoulement est ainsi facilité par l'organisation microscopique du fluide complexe [17].

I.3.1.2. Fluides rhéo-épaississants

Ce type de fluide est plus rare mais il existe quelques exemples bien connus. Le premier est une solution aqueuse concentrée de farine de maïs. Ce fluide est très facile à préparer : il suffit d'ajouter graduellement une petite quantité d'eau à la farine en remuant doucement avec une cuillère jusqu'à ce que le mélange présente un aspect liquide. On peut alors aisément constater le caractère rhéo-épaississant du fluide en le remuant avec une cuillère ou une fourchette : si l'on remue doucement, le fluide offre une résistance proche de celle de l'eau alors que si l'on tente de remuer énergiquement, le fluide offre une résistance digne du plus visqueux des miels.

Un autre exemple de fluide rhéo-épaississant sont les sables mouvants. Les histoires racontent que lorsque que l'on tombe dans les sables mouvants, plus on se débat et plus il est difficile d'en sortir. En effet, les sables mouvants (constitué essentiellement d'eau et de petits grains de sable) sont des fluides rhéo-épaississants : plus l'on s'agite et plus la viscosité du milieu est grande. Pour s'en sortir, il faut tirer lentement et avec constance sur les jambes et autres pieds pris au piège. On pourra remarquer que le danger des sables mouvants n'est pas d'y couler (ce qui est impossible en vertu de la poussée d'Archimède qui interdit que le corps humain, moins dense que de l'eau chargée de sable, ne coule dans ce milieu) mais de mourir de noyade, pris au piège lorsque la marée monte.

Le caractère rhéo-épaississant des suspensions de grains de sable dans l'eau trouve son origine microscopique dans la résistance hydraulique qu'offrent les grains à l'écoulement de l'eau. Lorsque l'on cisaille fortement le fluide, l'eau cherche à s'écouler entre les grains. Or deux des caractéristiques principales des sables mouvants sont leur forte concentration en grains, ainsi que la faible taille de ces derniers (de l'ordre de quelques dizaines de μm). Les grains constituent ainsi un milieu poreux, dont les interstices sont étroits et peu nombreux, ce qui offre une grande résistance à l'écoulement de l'eau [17].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.3.1.3. Fluides à seuil

Ces fluides peuvent ainsi supporter une contrainte tout en résistant à l'écoulement. Quelques exemples sont les gels à cheveux, la mousse à raser ou encore le dentifrice. En effet, pour faire sortir le dentifrice de son tube, il faut exercer une certaine pression : si la pression est trop faible, le dentifrice ne sort pas. Une autre démonstration de l'existence de la contrainte seuil réside dans le fait que ces fluides peuvent rester « solides » sur un plan incliné. Si l'inclinaison est trop faible, la contrainte de cisaillement est inférieure à la contrainte seuil et le fluide ne s'écoule pas. Contrairement aux fluides newtoniens, rhéo-fluidifiants ou rhéo-épaississants qui s'écouleront et s'étaleront au bout d'un certain temps, un fluide à seuil peut se maintenir sur une surface inclinée et conserver une forme [17].

I.3.2. Fluide micropolaire

Les fluides micropolaires sont des fluides avec les microstructures. Ils appartiennent à une classe de fluides à tenseur de contraintes non symétriques que nous appellerons fluides polaires, et incluent, comme cas particulier, le modèle bien connu de Navier-Stokes de fluides classiques que nous appellerons fluides ordinaires.

Physiquement, les fluides micropolaires peuvent représenter des fluides constitués de particules rigides, orientées de manière aléatoire (ou sphériques) en suspension dans un milieu visqueux, la déformation des particules de fluide étant ignorée [18].

Le modèle des fluides micropolaires introduit dans [19] par C.A. Eringen vaut la peine d'être étudié car il est très bien équilibré. Premièrement, il s'agit d'une généralisation fondée et significative du modèle classique de Navier-Stokes, couvrant à la fois en théorie et en applications beaucoup plus de phénomènes que le modèle classique. En outre, il est élégant et pas trop compliqué, autrement dit, il est gérable pour les mathématiciens qui étudient sa théorie et les physiciens et ingénieurs qui l'appliquent.

Les théories de la lubrification appliquées à l'analyse des paliers par différents chercheurs n'ont pris en compte que la modification macroscopique des propriétés du lubrifiant. Les particules individuelles dans le lubrifiant peuvent changer leur forme ou leur mouvement et devenir efficace dans la région équivalente de jeux de palier. Par conséquent, le postulat newtonien classique n'est pas valable pour les fluides considérant l'effet des molécules. La mécanique des fluides newtoniens doivent être généralisées lorsque l'échelle de longueur extérieure devient

Chapitre I : Étude Bibliographique

comparable aux dimensions moyennes des particules de matière dans les fluides complexes tels que les suspensions polymériques, sang animal, et les cristaux liquides. La présence des microstructures dans le fluide peut se faire sentir de plusieurs façons, dans le cas des cristaux liquides par exemple, l'orientation de celles-ci a un impact sur l'écoulement global. Ces microstructures peuvent aussi avoir une vitesse angulaire propre, ce qui entraîne l'apparition de nouvelles contraintes dont il faut tenir compte [3].

Les fluides micropolaires [19] proviennent d'une simplification de la théorie des microfluides [20] de 22 coefficients de viscosité à 6 coefficients de viscosité ($\alpha, \beta, \gamma_v, k_v, \mu$ et λ) on considère des microstructures ne se déformant pas et n'ayant pas d'orientation propre, on conserve alors uniquement les effets dus à leur rotation où un nouveau vecteur de vitesse angulaire des particules et les coefficients de viscosité correspondants ont été ajoutés aux équations de Navier-Stokes. Ceci constitue une généralisation substantielle de ces équations et ouvre un nouveau champ d'applications incluant un grand nombre de fluide complexe.

I.3.3. Les équations de la lubrification micropolaire

Les équations de fluide micropolaire compressible sont proposées par Eringen sous la forme vectorielle [19]:

Conservation de masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (\text{I.1})$$

Conservation de quantité de mouvement linéaire :

$$-\nabla P + (\lambda + 2\mu)\nabla \nabla \cdot V + k_v \nabla \times \omega - \left(\mu + \frac{k_v}{2}\right)\nabla \times \nabla \times V + \rho f_v = \rho \frac{DV}{Dt} \quad (\text{I.2})$$

Conservation de quantité de mouvement angulaire :

$$(\alpha + \beta + \gamma_v)\nabla \nabla \cdot \omega - \gamma_v \nabla \times \nabla \times \omega + k_v \nabla \times V - 2k_v \omega + \rho f_c = \rho j \frac{D\omega}{Dt} \quad (\text{I.3})$$

Il faut noter que le système (I.1-I.3) comporte 7 équations pour les 7 fonctions $P(x, y, z)$,

$$V = (u_1(x, y, z), u_2(x, y, z), u_3(x, y, z)) \text{ et } \omega = (\omega_1(x, y, z), \omega_2(x, y, z), \omega_3(x, y, z))$$

Chapitre I : Étude Bibliographique

μ et λ ce sont les coefficients de viscosité du fluide newtonien. Les forces volumiques sont regroupées ici sous le terme f_v , ce sont des forces dont l'effet s'exprime à distances ; la force volumique f_c est une force de couple, ce genre de force apparaît, par exemple lorsque le domaine est en rotation ; ω est le vecteur de giration ; ρ est la masse volumique ; V est le vecteur de vitesse ; P est la pression statique ; j représente la dimension caractéristique des microstructures qui composent un fluide micropolaire. Certains auteurs appellent ce dernier, le coefficient de microinertie d'autres, le rayon de giration.

La nature compressible du fluide est caractérisée par la première équation. Si en considérant un fluide incompressible l'équation (I.1) devient $\nabla \cdot V = 0$. Cette relation indique que si une quantité de matière pénètre à l'intérieur d'un volume donné, une quantité équivalente doit en ressortir.

La partie droite de l'équation (I.2) exprime la variation totale du champ de vitesse V par rapport au temps [21]

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \quad (I.4)$$

La variation de la quantité de mouvement linéaire dépend de deux types de force agissant sur le fluide : les forces de surfaces et les forces volumiques.

Les forces de surfaces sont représentées par trois termes : le terme $-\nabla P$ qui quantifie les forces normales et le terme visqueux $(\lambda + 2\mu)\nabla \nabla \cdot V$ qui provient des effets de cisaillement, le troisième terme $k_v \nabla \times \omega - (\mu + \frac{k_v}{2})\nabla \times \nabla \times V$ est nouveau, il représente les effets produits par la rotation des microstructures.

Ce nouveau terme contient une différence entre la giration ω et la vitesse angulaire locale. Ainsi si la giration induite par la rotation des microstructures a la même intensité et la même direction que la vitesse angulaire locale du fluide, ce terme s'annule. L'impact des microstructures sur l'écoulement est alors nul. D'un autre côté, une différence entre le sens ou l'intensité de la rotation des microstructures et la vitesse angulaire du fluide amène une modification du champ de vitesse [21].

L'équation (I.3) décrit l'évolution de la giration, on considère la variation totale de cette variable :

Chapitre I : Étude Bibliographique

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial\omega}{\partial t} + V \cdot \nabla \omega \quad (\text{I.5})$$

Pour tenir compte les différents effets de rotation, nous nous retrouvons avec quatre nouveaux coefficients α , β , γ_v et k_v . Pour les deux premiers coefficients (α et β) aucun sens physique clair n'a été donné. γ_v est un coefficient de viscosité du fluide micropolaire. Le coefficient k_v permet l'échange de quantité de mouvement angulaire entre le milieu et les microstructures, certains auteurs [22] ; [23] appellent ce dernier 'the spin viscosity'.

I.3.3.1. Hypothèse et démonstration

Pour établir l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire incompressible, nous allons faire les hypothèses suivantes :

1. Tous les coefficients caractéristiques sont indépendants.
2. Les forces de couple et les forces volumiques sont négligées.
3. Le film est suffisamment mince par rapport à la longueur et à la portée du palier pour permettre d'ignorer la courbure du film fluide.
4. L'écoulement est laminaire : le vortex et la turbulence ne se produisent pas dans le film.
5. Il n'y a pas de glissement sur les surfaces du palier.

Trois autres hypothèses sont faites :

1. Les surfaces des patins sont lisses, c'est-à-dire la rugosité de surface est faible.
2. Les surfaces de palier ne sont pas poreuses.
3. Les surfaces des patins sont rigides, c'est-à-dire qu'elles ne sont pas déformées sous la pression du fluide.

Maintenant supposons que la vitesse et la giration ont la forme suivante :

$$V = (u_1, u_2, u_3) \text{ et } \omega = (\omega_1, 0, \omega_3) \quad (\text{I.6})$$

Nous obtenons les équations différentielles suivantes pour l'écoulement de lubrifiant :

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial \omega_3}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (\text{I.7})$$

Chapitre I : Étude Bibliographique

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial \omega_1}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.8})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial^2 u_1}{\partial y} - 2k_v \omega_3 = 0 \quad (\text{I.9})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial u_3}{\partial y} - 2k_v \omega_1 = 0 \quad (\text{I.10})$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial u_3}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.11})$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (\text{I.12})$$

Pour la couche du lubrifiant (figure I.14) les conditions aux limites sont :

$$\begin{aligned}
 y = 0 & \quad \begin{cases} u_1 = U_1 \\ u_2 = 0 \\ u_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0 \\
 y = h & \quad \begin{cases} u_1 = U_2 \\ u_2 = V_2 + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \\ u_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0
 \end{aligned} \quad (\text{I.13})$$

Où h représente l'épaisseur du film d'huile, U_1 est la vitesse tangente de la surface 1, U_2 et V_2 sont la vitesse tangente et la vitesse normale de la surface 2, respectivement.

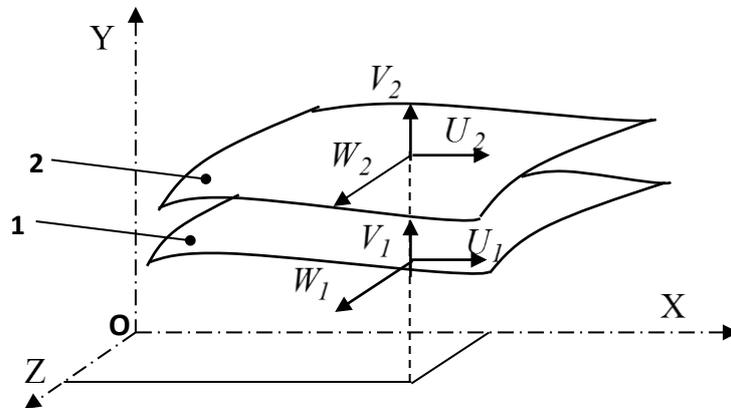


Figure I.14 : Géométrie et cinématique du contact.

Chapitre I : Étude Bibliographique

Les expressions des vitesses u_1 , u_3 et les vitesses angulaires des microstructures ω_1 , ω_3 comme résultat de la résolution des équations (I.7-I.12) prendre en compte les conditions aux limites (I.13) sont :

$$u_1 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[\frac{y^2}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{h}{sh(mh)} \frac{ch(my)-1}{sh(mh)} \right] + U_1 + \frac{D_1}{1-N^2} \left(y - \frac{N^2}{m} \left[sh(my) - \frac{(ch(my)-1)(ch(mh)-1)}{sh(mh)} \right] \right) \quad (I.14)$$

$$u_3 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \left[\frac{y^2}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{h}{sh(mh)} \frac{ch(my)-1}{sh(mh)} \right] + \frac{D_2}{1-N^2} \left(y - \frac{N^2}{m} \left[sh(my) - \frac{(ch(my)-1)(ch(mh)-1)}{sh(mh)} \right] \right) \quad (I.15)$$

$$\omega_1 = - \left[\frac{D_2}{2(1-N^2)} (ch(my)-1) + \frac{sh(my)}{sh(mh)} \left[\frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{D_2}{2(1-N^2)} (ch(mh)-1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} y \right] \quad (I.16)$$

$$\omega_3 = \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(my)-1) + \frac{sh(my)}{sh(mh)} \left[\frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(mh)-1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y \quad (I.17)$$

Où :

$$D_1 = - \frac{(1-N^2)}{2} \left(\frac{h}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + (U_1 - U_2) \right) / \left[\frac{h}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{ch(mh)-1}{sh(mh)} \right] \quad (I.18)$$

$$D_2 = - \frac{(1-N^2)}{2} \frac{h}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (I.19)$$

$$N = \left(\frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{0.5} ; l_m = \left(\frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{0.5} ; m = \frac{N}{l_m} \quad (I.20)$$

N et l_m deux paramètres qui caractérisent un fluide micropolaire d'un fluide newtonien, N caractérise le couplage de l'équation de la quantité du mouvement linéaire et l'équation de la quantité du mouvement angulaire, il est appelé "the coupling number" et l_m caractérise la longueur de l'élément du fluide micropolaire. Ce paramètre peut être identifié comme la taille des microstructures présentes dans le lubrifiant.

Maintenant en intégrant l'équation de continuité (I.11) le long de y on obtient :

$$V_2 = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u_1 \partial y + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h u_3 \partial y + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad (I.21)$$

Chapitre I : Étude Bibliographique

Puis en remplaçant u_1 et u_3 de l'équation (I.14), (I.15) et considérant V_2 comme la vitesse d'écrasement c'est-à-dire $V_2 = \frac{\partial h}{\partial t}$ on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(G(h, l_m, N) \frac{\partial p}{\partial x} \right) + G(h, l_m, N) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{I.22})$$

Où :

$$G(h, l_m, N) = \frac{h}{\mu} \left[h^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h \frac{1 + \text{ch}(Nh/l_m)}{\text{sh}(Nh/l_m)} \right] \quad (\text{I.23})$$

L'équation (I.22) est l'équation de Reynolds modifiée pour le fluide micropolaire et quand lm est mis à zéro. L'équation (I.22) se réduit à la forme classique de l'équation de Reynolds.

I.3.4. Application de la lubrification micropolaire

ZAHEERUDDIN et al [24] étudié des paliers infiniment longs, ainsi que des paliers infiniment courts, fonctionnant avec des lubrifiants micropolaires. L'étude a montré que par rapport aux lubrifiants newtoniens, les lubrifiants micropolaires peuvent augmenter la charge des paliers et le moment de frottement, tout en réduisant le coefficient de frottement. Des effets similaires ont été trouvés par TIPEI [25] avec des paliers courts.

L'étude de KHONSARI et BREWE [26] sur les performances d'un palier infiniment long lubrifié avec des fluides micropolaires a confirmé plus tard les avantages des lubrifiants micropolaires par rapport aux newtoniens. Ils ont indiqué que l'importance de l'augmentation de la charge portante dépend de la taille des microstructures présentes dans le lubrifiant et 'the coupling number'.

WANG et KE-QIN [27] ont utilisé une approche numérique pour étudier le comportement non-newtonien d'un fluide micropolaire lubrifier un palier fini. Ils ont considéré les effets thermiques et les effets de cavitation.

En 2010, RAHMATABADI et al [28] ont analysé la réponse des paliers lisses fonctionnant avec des lubrifiants micropolaires en utilisant la méthode GDQ. Ils ont utilisé une résolution numérique pour résoudre la version modifiée de l'équation de Reynolds et ont établi la performance des paliers hydrodynamiques circulaires et non circulaires fonctionnant avec des

Chapitre I : Étude Bibliographique

lubrifiants micropolaires. Leurs résultats montrent que la micro-polarité des lubrifiants améliore les performances des paliers. Le niveau d'amélioration est également affecté par la non-circularité du palier.

Basé sur les modèles de fluide micropolaire des théories d'Eringen et Christensen, l'analyse des effets de la rugosité de surface et les problèmes de lubrification entre des paliers coniques sont présentés par RAO et al [29]. L'équation de Reynolds est résolue avec des conditions aux limites appropriées sans dimension pour trouver la distribution de pression, qui est ensuite utilisée pour obtenir l'expression de la charge, ouvrant la voie au calcul du temps de réponse. Les valeurs calculées de pression, de la charge et de temps de réponse sont affichées sous forme graphique. Cette recherche révèle que le système de palier admet une performance améliorée par rapport à celle d'un système de palier travaillant avec un lubrifiant conventionnel. Selon les résultats, les effets de la rugosité transversale augmentent les caractéristiques du palier par rapport au palier lisse lubrifié avec un fluide micropolaire alors que les influences de la rugosité longitudinale donnent une tendance inverse. Les effets des surfaces rugueuses et des fluides non newtoniens sur les performances des paliers sont plus prononcés pour les paramètres de rugosité et micropolaires.

I.4. Dynamique du rotor

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Cette évolution est souvent excitée par un déséquilibre de la structure tournante. Si l'ampleur de la vibration à ces vitesses critiques devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire. Une turbomachine peut également développer des instabilités liées à sa construction interne, entraînant également des défaillances catastrophiques. Pour l'ingénieur qui conçoit de grands rotors, avoir recours uniquement à d'onéreux prototypes et tests physiques est un véritable handicap [30].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.4.1. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors

Lors de la conception, l'exploitation et la maintenance des machines tournantes, l'analyse dynamique des rotors peut aider à atteindre les objectifs suivants :

1. Prédire les vitesses critiques.
2. Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques.
3. Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage.
4. Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction, dans une opération d'équilibrage, à partir des données de vibration mesurées.
5. Prévoir des amplitudes de vibration synchrone provoquée par le déséquilibre du rotor.
6. Prédire des vitesses et des fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique.
7. Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques.



Figure I.15 : Rotor flexible [31].

4.2. Les prédictions du comportement dynamique des rotors

Un système de rotors peut être constitué de disque et d'aubages de forme complexe, dont l'analyse des vibrations requies un modèle mathématique approprié simplifié. Les rotors des machines tournantes sont classés en fonction de leurs caractéristiques, comme suit :

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.4.2.1. Rotors rigides

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide.

I.4.2.2. Rotors flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible [32].

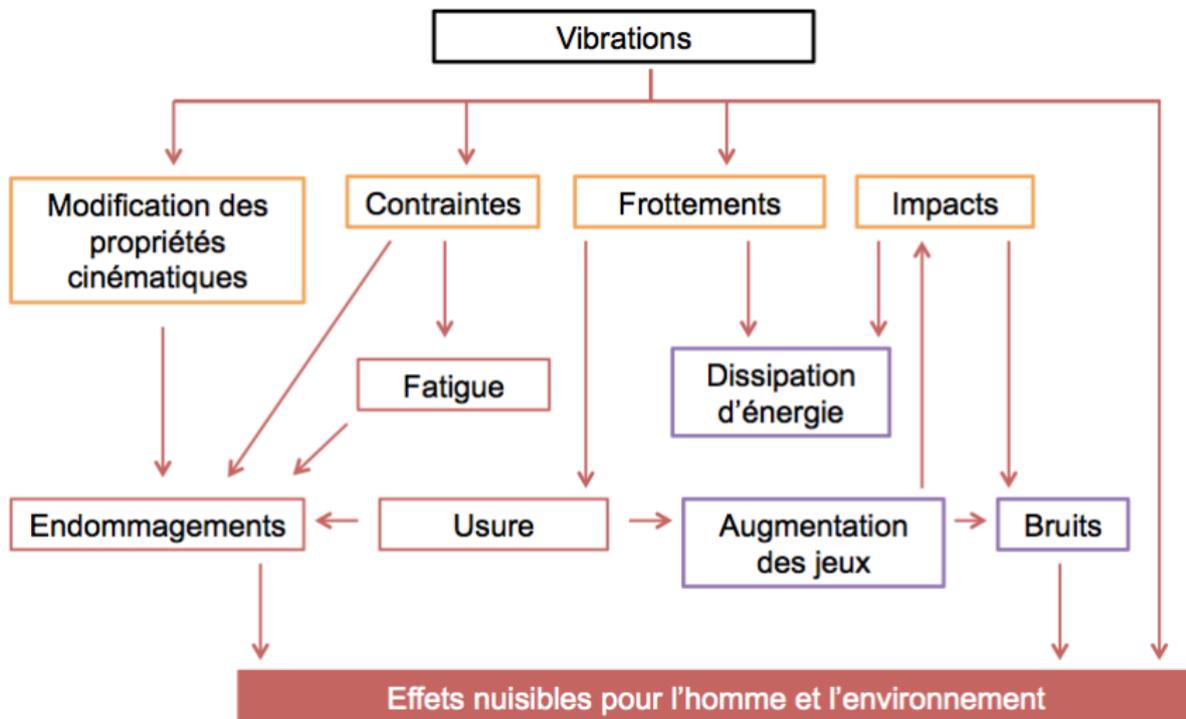


Figure I.16 : Les effets des vibrations dans un système mécaniques [33].

I.5. Conclusion

Ce premier chapitre portant sur la recherche bibliographique, nous a permis de citer les différents types de paliers et leurs principes de fonctionnement, ainsi que les avantages et inconvénients de chaque type.

Nous avons évoqué aussi les fluides micropolaires et démontré l'équation de Reynolds modifiée pour ce fluide.

Enfin nous avons finalisé ce chapitre par une partie sur la dynamique du rotor.

CHAPITRE II
PALIER HYDROSTATIQUE A
TROIS PATINS LUBRIFIÉ
PAR UN FLUIDE
MICROPOLAIRE

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

II.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de calculer les caractéristiques du palier hydrostatique à trois patins, telles que, la charge portante, le débit de lubrifiant et la pression d'alvéole à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds pour la lubrification micropilaire.

La méthode utilisée est la méthode analytique dans le contexte du palier hydrostatique infiniment long.

II.2. Étude d'un palier hydrostatique à trois patins

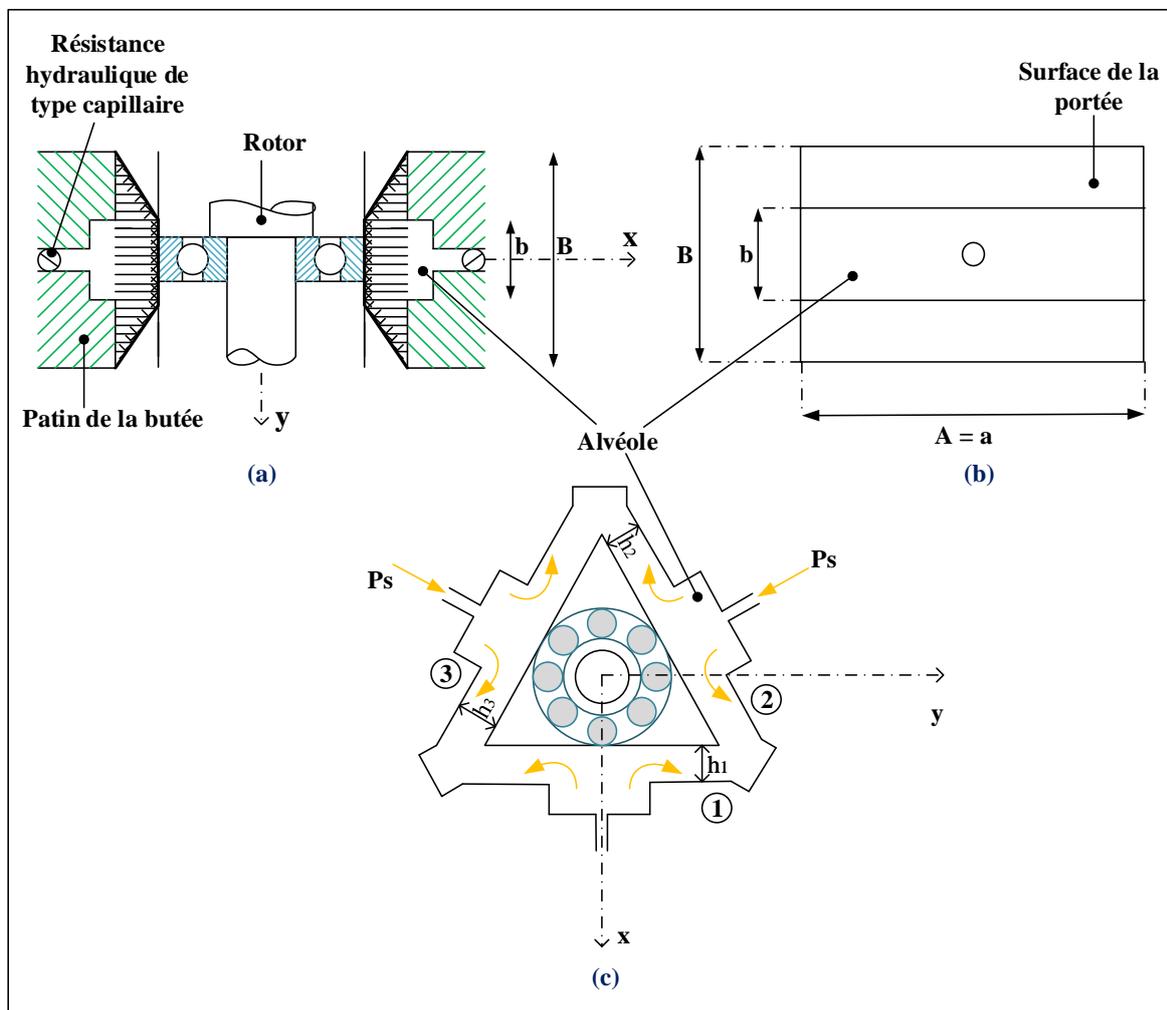


Figure II.1 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins.

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

La figure (II.1.a) montre une coupe longitudinale et les détails géométriques d'un rotor vertical supporté sur un palier hydrostatique constitué de trois patins alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire. La figure (II.1.b) montre les détails géométriques du patin hydrostatique. La figure (II.1.c) montre un palier à trois patins. Les indices 1, 2, et 3 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatiques ; inférieur, droit, et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant à travers des alvéoles dans le palier. Celles-ci sont alimentées par une pression externe P_s à travers des résistances hydrauliques de type capillaire.

La figure (II.2) montre une butée hydrostatique à simple effet n°i, qui est constituée par :

- Une partie fixe appelée patin à une alvéole centrale
- Une partie mobile appelé palier à roulement (grain mobile) animé d'une vitesse linéaire \dot{h}_i .

Le fluide est supposé incompressible, sans inertie, en régime laminaire et isotherme.

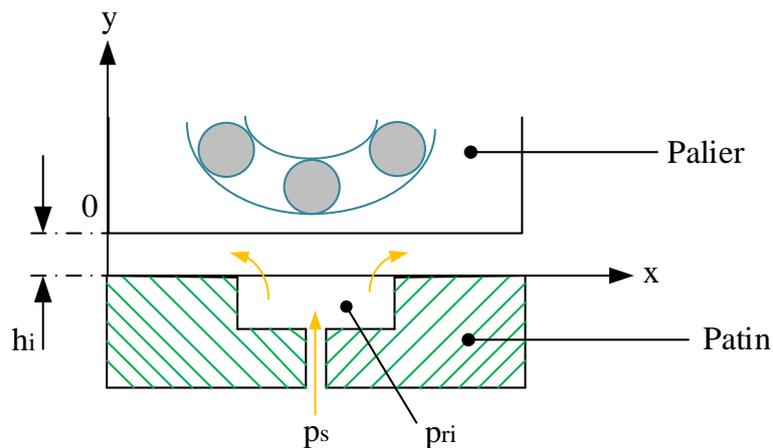


Figure II.2 : Butée hydrostatique à simple effet.

Où :

h_i : représente l'épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet n°i.

\dot{h}_i : représente la vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet n°i.

II.2.1. L'équation de Reynolds modifiée

La résolution de l'équation de Reynolds nous permet de calculer la distribution de pression. Cette équation peut être résolue analytiquement pour des cas spécifiques tels que des paliers infiniment longs. La procédure intègre les hypothèses suivantes :

- a. Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les patins du palier,
- b. Les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont représentées sur (figure II.3).

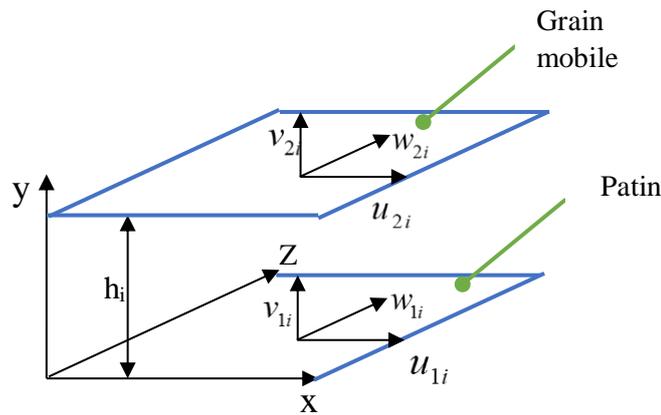


Figure II.3 : Conditions aux limites du palier hydrostatique.

- Sur le patin ($y = 0$) : $U_{1i} = 0$; $V_{1i} = 0$; $W_{1i} = 0$ (II.1)

- Sur le grain mobile ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0$; $V_{2i} = \dot{h}_i$; $W_{2i} = 0$ (II.2)

Où :

U_{1i} ; V_{1i} et W_{1i} sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives au palier hydrostatique n°i dans les directions X, Y et Z.

U_{2i} ; $V_{2i} = \dot{h}$ et W_{2i} sont respectivement les vitesses de surface du grain mobile relatives au palier hydrostatique n°i dans les directions X, Y et Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, et isovisqueux, l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire (I.22) peut être écrite comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(G(h_i, l_m, N) \frac{\partial p_i}{\partial x_i} \right) + G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12 \dot{h}_i \quad (II.3)$$

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

Où :

$$G(h_i, l_m, N) = \frac{h_i}{\mu} \left[h_i^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h_i \frac{1 + \text{ch}(Nh_i / l_m)}{\text{sh}(Nh_i / l_m)} \right] \quad (\text{II.4})$$

$$N = \left(\frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{1/2} ; \mu_v = \mu + \frac{1}{2}k_v ; l_m = \left(\frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{1/2} \quad (\text{II.5})$$

p_i est le champ de pression micropolaire pour chaque patin ;

μ et μ_v représentent le coefficient de viscosité du fluide newtonien et le coefficient de viscosité dynamique du fluide micropolaire, respectivement.

L'épaisseur du film h_i est obtenue comme suit :

$$\begin{cases} h_1 = h_0 - x_1^* \\ h_2 = h_0 - x_2^* \\ h_3 = h_0 - x_3^* \end{cases} \quad (\text{II.6})$$

D'où x_1^* , x_2^* et x_3^* sont obtenus comme suit (Figure II.4) :

$$\begin{cases} x_1^* = x \\ x_2^* = -x \sin(\pi / 6) + y \cos(\pi / 6) \\ x_3^* = -x \sin(\pi / 6) - y \cos(\pi / 6) \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Où (x, y) est le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor

La vitesse d'écrasement \dot{h}_i du $i^{\text{ème}}$ patin hydrostatique est obtenue comme suit :

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = -\dot{x} \\ \dot{h}_2 = \dot{x} \sin(\pi / 6) - \dot{y} \cos(\pi / 6) \\ \dot{h}_3 = \dot{x} \sin(\pi / 6) + \dot{y} \cos(\pi / 6) \end{cases} \quad (\text{II.8})$$

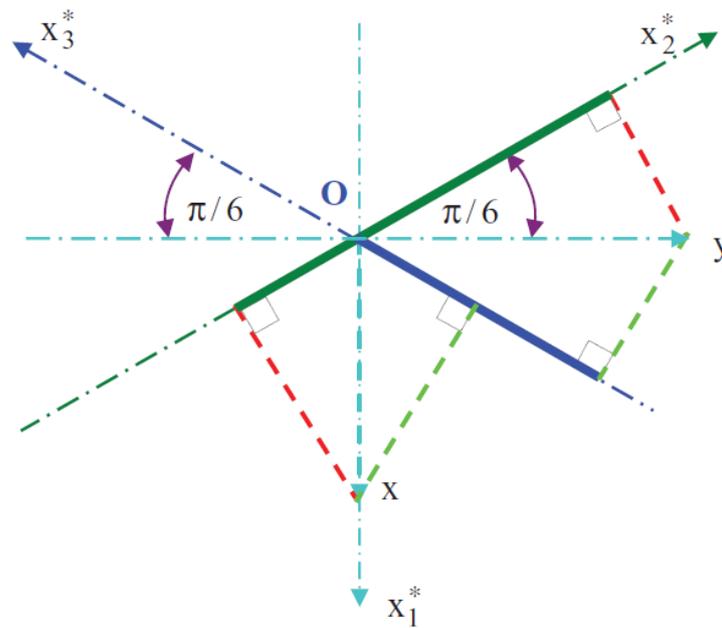


Figure II.4 : Système de coordonnées de l'arbre dans le palier.

II.3. Palier hydrostatatique infiniment long

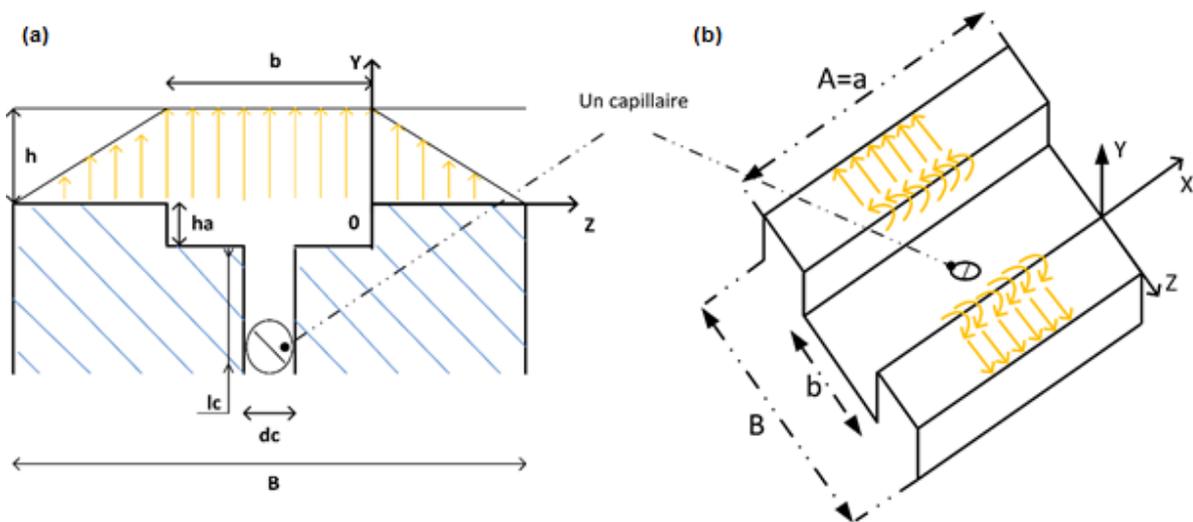


Figure II.5 : Palier hydrostatatique infiniment long [3].

La figure (II.5.a) montre une coupe longitudinale et les détails géométriques d'un palier hydrostatatique infiniment long où "b" est la largeur d'alvéole, "h" est l'épaisseur du film, "ha" est la hauteur d'alvéole, "lc" est la longueur de capillaire et "dc" est le diamètre du capillaire. La figure (II.5.b) montre un palier hydrostatatique infiniment long alimenté par des capillaires ; où "A" correspond à la longueur du palier, "a" correspond à la longueur d'alvéole et "B" la largeur du palier.

II.3.1. La distribution de pression

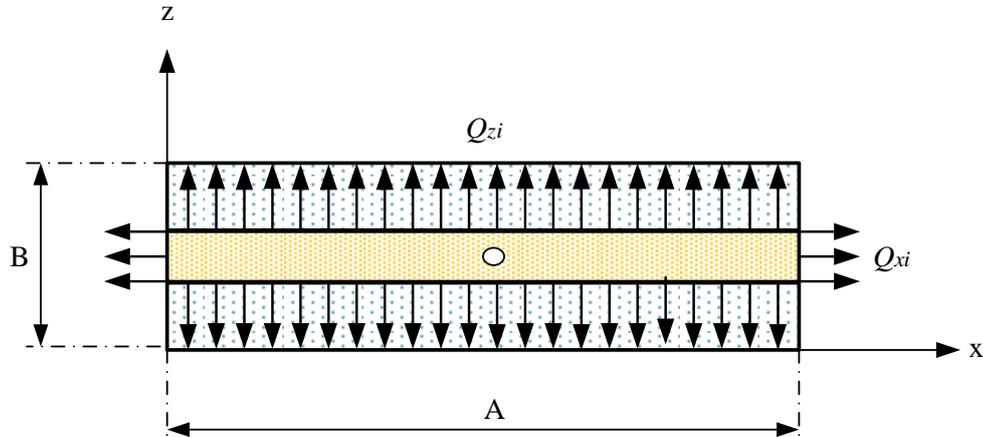


Figure II.6 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.

D'où :

Q_{xi} : Débit volumique sortant suivant l'axe x relatif à la butée à simple effet n°i.

Q_{zi} : Débit volumique sortant suivant l'axe z relatif à la butée à simple effet n°i.

Lorsque le rapport A/B est grand, on considère le débit de lubrifiant micropolaire dans la direction z uniquement ce qui nous permet de négliger la distribution de pression dans la

direction x $Q_{xi} \ll Q_{zi} \Rightarrow \frac{dp_i}{dx} = 0$ (II.9)

Par conséquent l'équation de Reynolds (II.3) se réduit à :

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12 \dot{h}_i \quad (II.10)$$

Par double intégration de l'équation (II.10) on obtient :

$$p_i = \frac{6 \dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad (II.11)$$

Où : C_1 et C_2 sont des constantes.

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

Avec les conditions aux limites de la pression (Figure II.5) :

- Pour $0 \leq Z \leq b_1$:
$$\begin{cases} p = p_{ri} & \text{pour } Z = 0 \\ p = 0 & \text{pour } Z = b_1 \end{cases}$$

On remplace dans L'équation (II.11) :

$$\begin{cases} p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(0)^2 + C_1(0) + C_2 \Rightarrow C_2 = p_{ri} \\ 0 = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1)^2 + C_1(b_1) + p_{ri} \Rightarrow C_1 = -\left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1}\right) \end{cases} \quad (\text{II.12})$$

On obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}Z^2 - \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1}\right)Z + p_{ri} \quad (\text{II.13})$$

- Pour $-(b_1 + b) \leq Z \leq -b$:
$$\begin{cases} p = p_{ri} & \text{pour } Z = -b \\ p = 0 & \text{pour } Z = -(b_1 + b) \end{cases}$$

On remplace dans L'équation (II.11) :

$$\begin{cases} p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b)^2 + C_1(-b) + C_2 \dots (\text{II.14}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 0 = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1 + b)^2 - C_1(b_1 + b) + C_2 \Rightarrow 0 = -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1 + b)^2 + C_1(b_1 + b) - C_2 \dots (\text{II.15}) \end{cases}$$

(II.14) + (II.15) on obtient :

$$\begin{cases} p_{ri} = -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1^2 + 2b_1b) + C_1(b_1) \Rightarrow C_1 = \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1 + 2b) + \frac{p_{ri}}{b_1}\right) \\ C_2 = \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}b + \frac{p_{ri}}{b_1}\right)(b_1 + b) \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_{ri}}{b_1} \right) Z + \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_{ri}}{b_1} \right) (b_1 + b) \quad (\text{II.17})$$

II.3.2. La charge portante

La charge portante relative à la butée à simple effet n° i s'écrit comme suite :

$$F_{pi} = \int_{s_i} p_i ds_i = \int_{s_1} p_{ri} ds_1 + 2 \int_{s_2} p_i ds_2 \quad (\text{II.18})$$

Où S représente la surface totale du patin de la butée à simple effet, S₁ la surface de l'alvéole et S₂ la surface des portées de largeur b₁.

Après intégration, on obtient :

$$F_{pi} = A \left[(b_1 + b) p_{ri} - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 \right] \quad (\text{II.19})$$

On peut écrire cette relation sous une forme plus générale :

$$F_{pi} = \beta_i p_s S K_w - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 A \quad (\text{II.20})$$

Où :

K_w : est un coefficient de la charge compris entre 0 et 1 tel que :

$$K_w = 1 - \left(\frac{b_1}{B} \right) \quad (\text{II.21})$$

β_i : représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet tel que :

$$\beta_i = \frac{p_{ri}}{p_s} \quad (\text{II.22})$$

II.3.3. Débit du lubrifiant

II.3.3.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

La vitesse du fluide est donnée par la relation (I.15) :

$$u_{zi} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P_i}{\partial Z_i} \left[\frac{y_i^2}{2} - \frac{N^2 h_i}{m} \frac{ch(m y_i) - 1}{sh(m h_i)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left(y_i - \frac{N^2}{m} \left[sh(m y_i) - \frac{(ch(m y_i) - 1)(ch(m h_i) - 1)}{sh(m h_i)} \right] \right) \quad (\text{II.23})$$

Avec :

$$D_2 = -\frac{(1 - N^2) h_i}{2} \frac{\partial P_i}{\mu \partial Z_i} \quad (\text{II.24})$$

$$m = \frac{N}{l_m} \quad (\text{II.25})$$

Le débit volumique Q_{ozi} du fluide qui sort de la butée n°i est obtenu par intégration de la vitesse :

$$Q_{ozi} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = b) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = -b_1 - b) dy \quad (\text{II.26})$$

$$Q_{ozi} = \frac{L(p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2)}{6b_1} \quad (\text{II.27})$$

En introduisant le coefficient du débit K_q :

$$K_q = \frac{L}{6b_1} \quad (\text{II.28})$$

On obtient :

$$Q_{ozi} = K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.29})$$

Ou bien :

$$Q_{ozi} = K_q (\beta_1 p_s G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.30})$$

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

II.3.3.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i est donné par :

$$Q_{vi} = \frac{dV_i}{dt} \quad (\text{II.31})$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} V_i = S_1 * e_i \\ e_i = h_i + h_a \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

Où :

V_i : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i

S_1 : Surface de l'alvéol

e_i : Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet n°i

h_a : Profondeur de l'alvéole

h_i : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative à la butée à simple effet n°i.

Ainsi :

$$Q_{vi} = S_1 \frac{dh_i}{dt} = S_1 \dot{h}_i \quad (\text{II.33})$$

II.3.3.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire

Parmi les types de résistances hydrauliques les plus fréquemment utilisés, on cite les types capillaires (Figure II.7).

Un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur l_c au rayon r_c est grand ($l_c / r_c > 50$); lorsque l'écoulement est laminaire (pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000) le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (p_s - p_{ri}) \quad (\text{II.34})$$

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

Soit le coefficient du capillaire K_{pc} :

$$K_{pc} = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \quad (\text{II.35})$$

On obtient :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) \quad (\text{II.36})$$

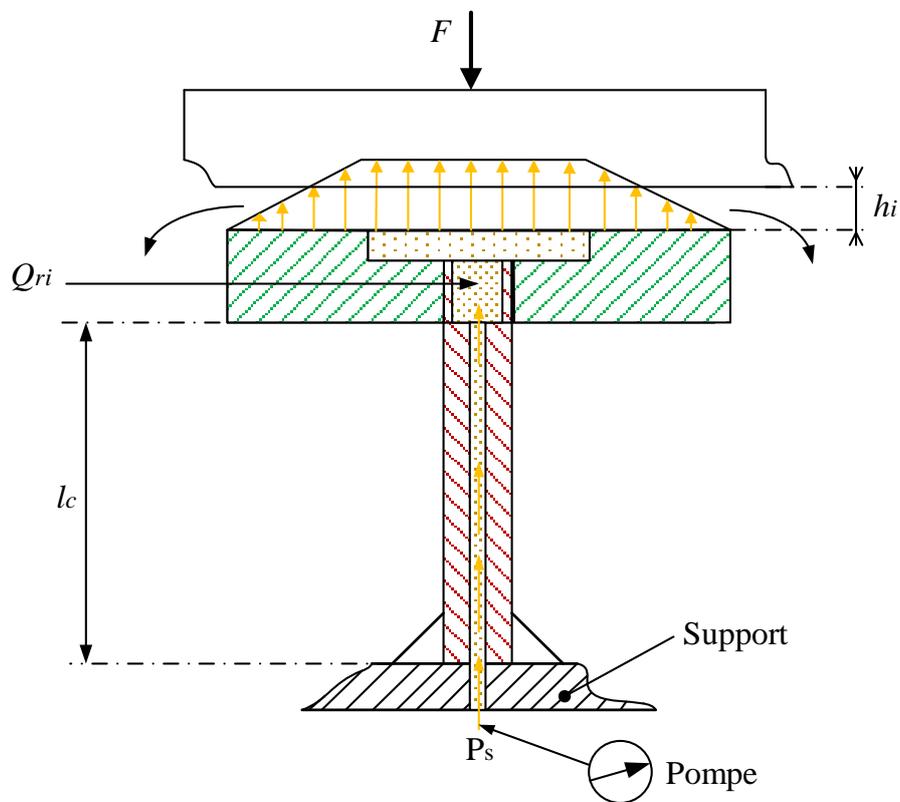


Figure II.7 : Résistance hydraulique de type capillaire.

Avec :

p_{ri} : La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i .

p_s : La pression d'alimentation.

d_c, l_c : Caractéristiques géométriques du capillaire.

μ : Viscosité dynamique.

II.3.4. La pression d'alvéole

Le calcul de la pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i est effectué en écrivant la conservation du débit volumique, en tenant compte de la variation du volume de fluide dans l'alvéole due au déplacement du grain mobile.

L'équation de conservation du débit volumique s'écrit :

$$Q_{ri} = Q_{oi} \quad (\text{II.37})$$

Où :

$$Q_{oi} = Q_{vi} + Q_{ozi} \quad (\text{II.38})$$

Où :

Q_{ri} : Débit à travers une résistance hydraulique relatif à la butée à simple effet n° i .

Q_{ozi} : Débit sortant de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n° i .

Q_{vi} : Débit du à la variation du volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n° i .

L'équation (II.38) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) = Q_{vi} + Q_{ozi} \quad (\text{II.39})$$

L'égalité du débit du capillaire à celui de débit sortant de la butée à simple effet n° i permet d'exprimer la pression dans l'alvéole p_{ri}

Soit :

$$\frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) = S_1 \dot{h}_i + K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.40})$$

Ainsi donc :

$$p_{ri} = \frac{K_{pc} p_s + \mu \dot{h}_i (6 K_q b_1^2 - S_1)}{K_q \mu G(h_i, l_m, N) + K_{pc}} \quad (\text{II.41})$$

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

II.3.5. La charge totale

La charge totale de palier hydrostatique infiniment long à trois patins est obtenue en faisant la somme des charges portantes correspondantes aux trois butées à simple effet.

$$F_x = -(F_{p_1} - (F_{p_2} + F_{p_3})) \sin(\pi / 6) \quad (\text{II.42})$$

$$F_y = -(F_{p_2} - F_{p_3}) \cos(\pi / 6) \quad (\text{II.43})$$

Donc la charge totale s'écrit :

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (\text{II.44})$$

II.3.6. Débit du lubrifiant total

Le débit du lubrifiant total de palier hydrostatique infiniment long à trois patins est obtenu en faisant la somme des débits correspondants aux trois butées à simple effet.

$$Q_t = \sum_{i=1}^3 Q_{oi} = \sum_{i=1}^3 \left[K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) + S_1 \dot{h}_i \right] \quad (\text{II.45})$$

II.4. Dynamique de rotor

L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} M \ddot{x} = F_x + M e_x \omega_e^2 \cos(\omega t) \\ M \ddot{y} = F_y + M e_y \omega_e^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (\text{II.46})$$

Où :

e_x et e_y : Les excentricités suivant x et y respectivement, avec ε est le rapport d'excentricité

$$\text{d'où } \varepsilon = \frac{e}{h_0} \quad (\text{II.47})$$

M : La masse du rotor ;

ω_e : La fréquence d'excitation ;

F_x et F_y : Les forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

Alors, l'amplitude des vibrations obtenue par la relation suivante :

$$\tilde{A} = \sqrt{\left(\frac{|x|}{h_0}\right)^2 + \left(\frac{|y|}{h_0}\right)^2} \quad (\text{II.48})$$

La force transmise au bâti est obtenue comme suit

$$F_t = \sqrt{|F_x|^2 + |F_y|^2} \quad (\text{II.49})$$

III.5. Méthode non linéaire

La méthode non linéaire est une méthode au cours de laquelle les équations du mouvement sont issues du principe fondamental de la dynamique. Le calcul des charges hydrostatiques appliquées sur l'arbre, permet de déterminer l'accélération. Ce calcul nous permet à la suite de déterminer les positions et les vitesses du centre de l'arbre en utilisant la méthode de Newmark.

Un modèle simple de palier a été volontairement choisi, il s'agit du type de calcul de palier long pour lequel les forces générées par le fluide ont une forme analytique, tout en ayant un comportement non linéaire.

III.6. Méthode d'intégration numérique

L'étude du comportement non linéaire d'un palier hydrostatique est une résolution pas à pas du principe fondamental de la dynamique appliqué au rotor et de l'équation de Reynolds modifiée.

Il s'agit donc d'un calcul itératif dans le temps qui nécessite la résolution de l'équation de Reynolds à chaque instant et pour chaque élément fluide. La complexité de ce calcul nous oblige de choisir une méthode d'intégration numérique adaptée (la méthode de Newmark) pour la résolution du comportement dynamique non linéaire de rotors rigides fixés verticalement,

III.6.1. Méthode de NEWMARK

Dans notre étude, on a choisi la méthode de Newmark comme méthode de calcul, et peut s'écrire comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{q}(t + \Delta t) &= \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t \\ q(t + \Delta t) &= q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0.5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t^2 \end{aligned} \quad (\text{II.50})$$

$(q = (x, y); \delta = 0.5; \alpha = 0.25)$

Chapitre II : Palier à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude d'un palier hydrostatique à trois patins

(sa description et ses caractéristiques) lubrifié par un fluide micropolaire.

Nous avons résolu l'équation de Reynolds analytiquement pour calculer la distribution de la pression.

Enfin, nous avons présenté une étude sur la dynamique du rotor afin de calculer l'amplitude de vibration et la force transmise au bâti.

CHAPITRE III
RÉSULTATS ET
INTERPRÉTATIONS

Chapitre III : Résultats et interprétations.

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter et interpréter les résultats obtenus concernant l'influence des paramètres d'un fluide micropolaire N et lm sur la distribution de pression, le débit et l'amplitude de vibration et les forces transmises.

Les caractéristiques principales du palier hydrostatique et de lubrifiant sont :

- Dimensions de chaque patin et de chaque alvéole :
longueur du patin A , largeur du patin B , longueur d'alvéole a
et largeur d'alvéole b : $A/B = 6$ et $a/A = 1$; $b/B = 0.5$.
- Les paramètres géométriques des résistances hydrauliques type capillaire :
longueur : $lc = 0.058m$, diamètre : $dc = 0.0012m$
- La pression d'alimentation : $Ps = 10 \text{ bar}$
- La viscosité dynamique : $\mu = 0.0135 \text{ Pa.s}$
- La masse du rotor : $M = 1 \text{ kg}$

III.2. Etude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire

III.2.1. Organigramme général

La méthode Newmark a été adoptée pour la solution de l'équation qui régit le comportement dynamique non linéaire du rotor, supporté par un palier hydrostatique fonctionnant avec un lubrifiant micropolaire.

Les hypothèses adoptées sont comme suit : le rotor et le roulement sont considérés rigides, les forces hydrostatiques sont déterminées par l'intégration du champ de pression qui est déterminé par la résolution analytique de l'équation de Reynolds (II.3).

Il est important de mentionner que ces forces varient en fonction de la position et la vitesse du centre de l'arbre dans le roulement.

Le calcul du débit, l'amplitude vibratoire et l'amplitude de la force transmise sont déterminées en résolvant l'équation de mouvement du rotor (II.46) par la méthode non linéaire.

Les amplitudes calculées sont déterminées à partir de l'intégration numérique des équations de mouvement à l'aide d'une méthode pas à pas comme suit : pour chaque fréquence d'excitation

Chapitre III : Résultats et interprétations.

$\omega(\text{rad} / \text{s})$ les cinq premières périodes de la réponse temporelle sont déterminées par la méthode de Newmark comme le montre la figure (III.1).

Les forces hydrostatiques sont déterminées à chaque étape où la pression négative est mise à zéro pendant le processus itératif pour éliminer la possibilité de cavitation. Il est à noter que la longueur caractéristique du lubrifiant micropolaire est déterminée en utilisant la relation : $lm = (h_0 / Lm)$, tandis que l'épaisseur de film h_0 est déterminée en résolvant l'équation de continuité du débit (II.37) à partir d'un rapport de pression donné β_0 , la pression dans alvéole est déterminée en résolvant l'équation de continuité du débit (II.37) à partir d'un rapport de pression donné β_0 , le nombre de couplage N et la longueur caractéristique non dimensionnelles du fluide micropolaire Lm .

Chapitre III : Résultats et interprétations.

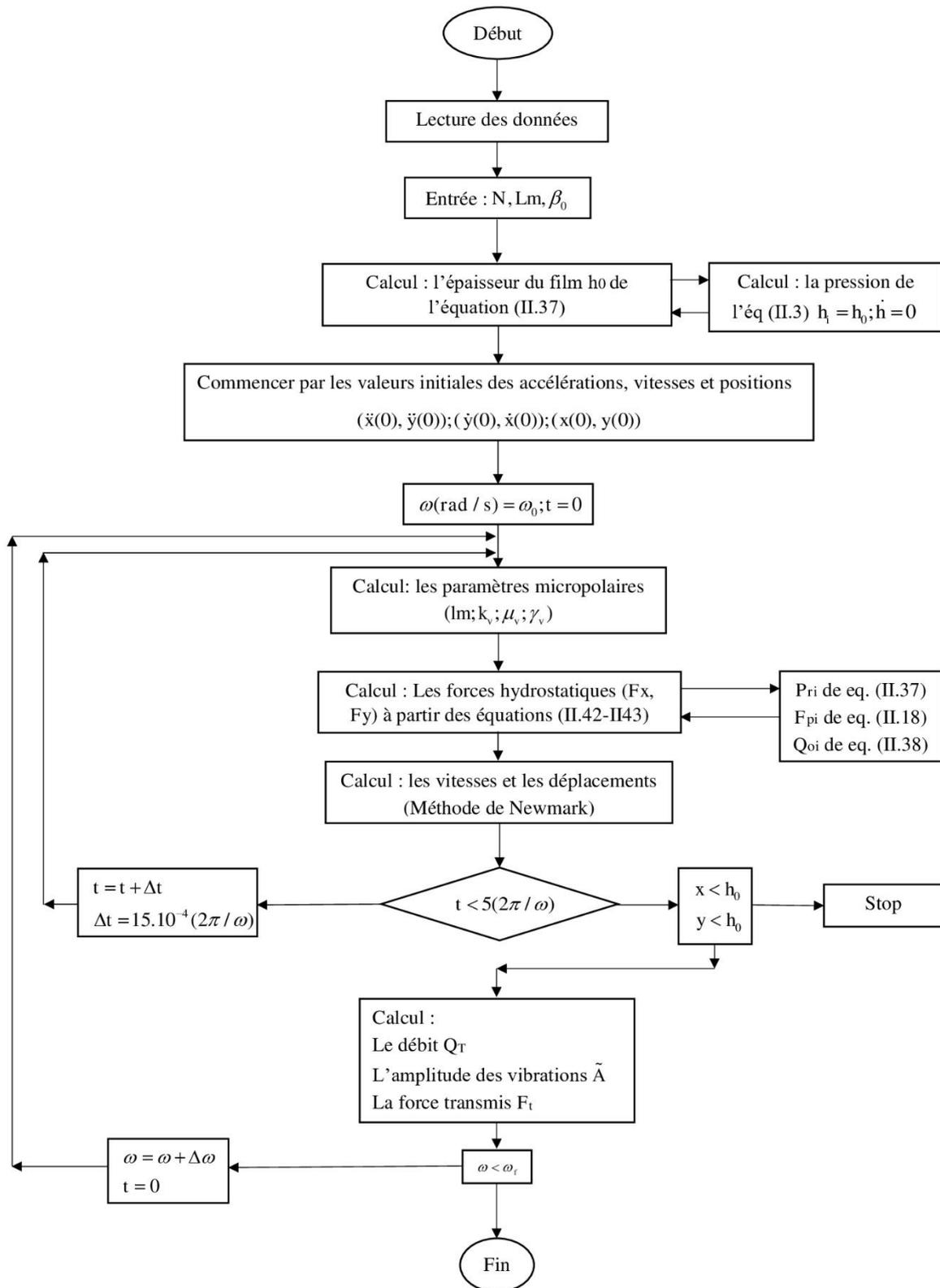


Figure III.1 : Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec un fluide micropolaire.

III.2.2. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur la distribution de pression

La figure III.2 présente la variation de la distribution de pression pour différentes valeurs de N^2 et Lm pour une pression d'alimentation de 10 bars. Ces courbes montrent que la distribution de pression diminue avec une variation linéaire pour toutes les différentes valeurs de N^2 et Lm . On constate que les paramètres du fluide micropolaire font augmenter la pression à l'intérieur de l'alvéole.

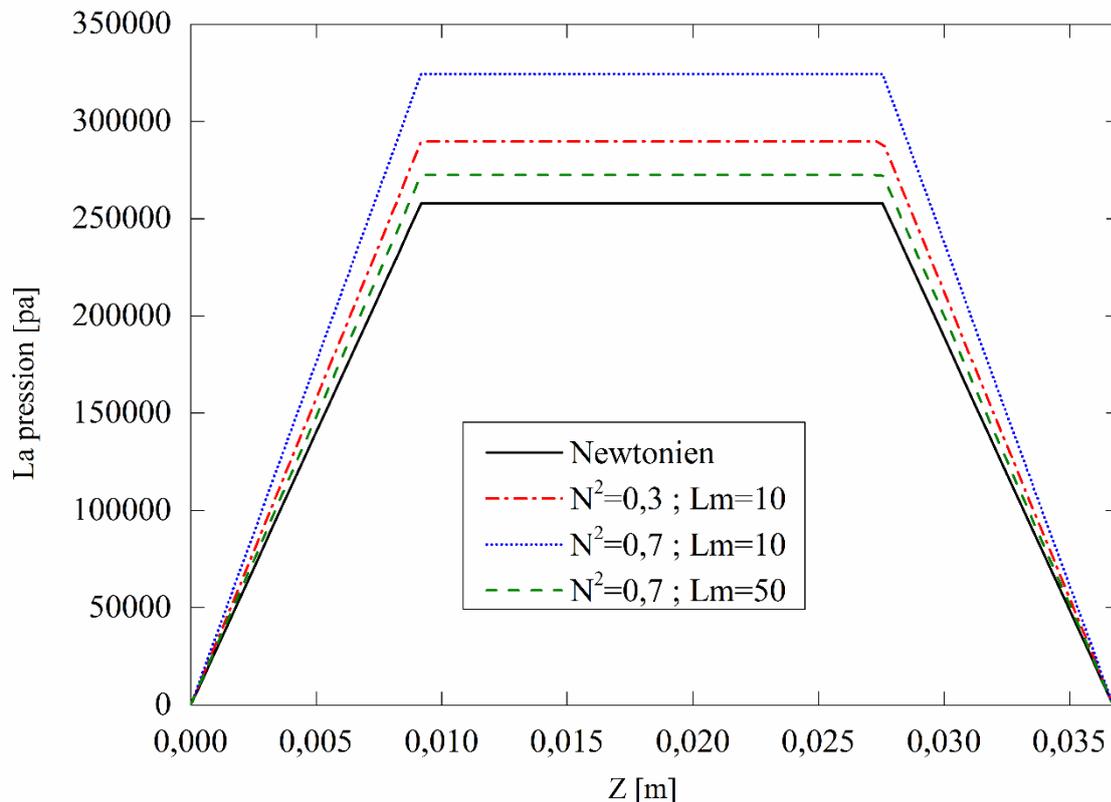


Figure III.2 : La distribution de pression pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\beta_0 = 0,4$.

III.2.3. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur le débit

La figure III.3 présente la variation du débit avec la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm . Comme prévu, le débit diminue avec l'augmentation de N^2 ou la diminution de Lm avec la diminution de l'amplitude de peak à la vitesse critique. L'interprétation physique de ceci peut être donnée comme suit : une valeur plus élevée de N^2 implique une microrotation élevée et une petite valeur de Lm implique une grande taille de particules en suspension dans le lubrifiant micropolaire.

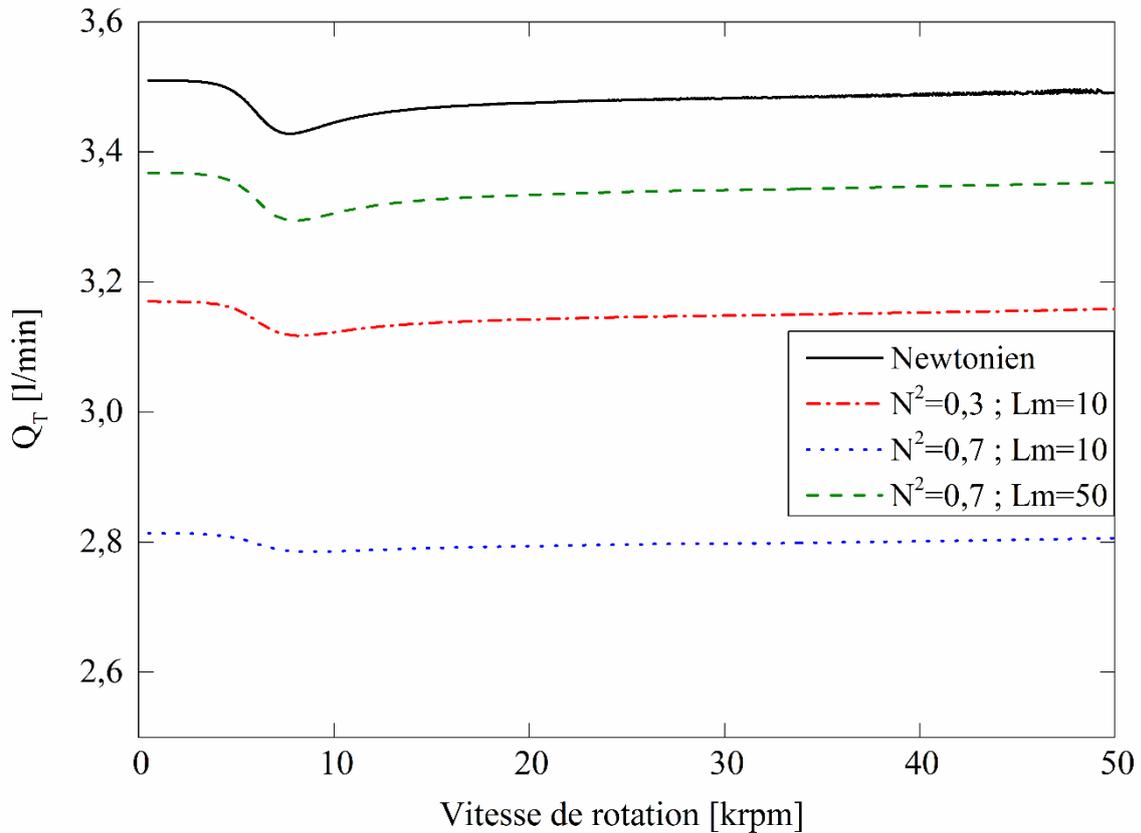


Figure III.3 : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$.

La figure III.4 représente la variation du débit en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 . Pour toutes les valeurs de N^2 , et avec la diminution de Lm , le débit est réduit à une valeur minimale. Pour les faibles valeurs de Lm , il peut être démontré que renvoyée à la viscosité newtonienne le débit associé à des lubrifiants micropolaires diminue suivant $((\mu + 0.5k_v) / \mu)$.

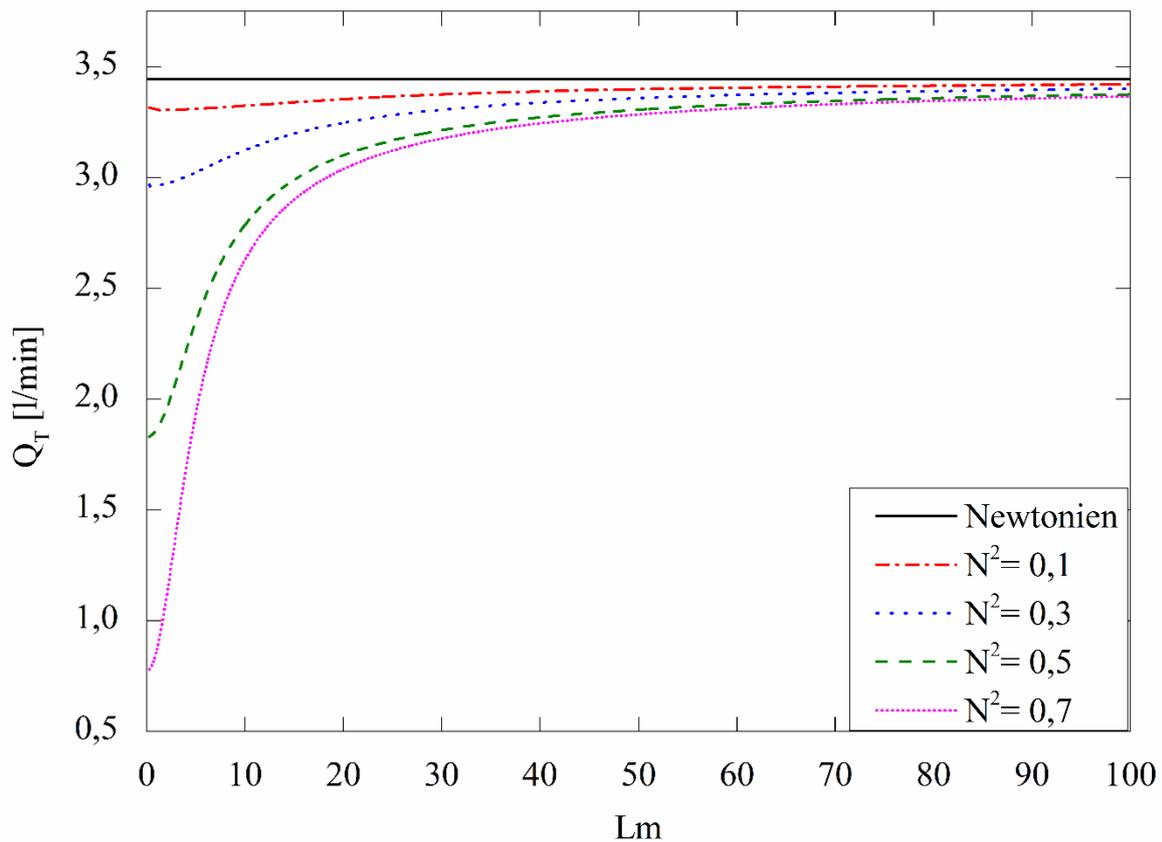


Figure III.4 : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique adimensionnelle Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique.

L'effet de Lm sur le débit lorsque ε est pris comme paramètre peut être étudié à partir de la figure III.5. Les résultats présentés indiquent que quel que soit le paramètre Lm , le débit augmente avec l'augmentation du taux d'excentricité. Cette observation peut être expliquée comme suit : l'augmentation du taux d'excentricité entraîne une augmentation de l'épaisseur du film, ce qui entraîne à son tour une diminution du rapport de pression au quelle est associée avec une diminution de la viscosité et un débit inversement proportionnel à la viscosité du lubrifiant. De plus, quelle que soit la valeur du rapport d'excentricité, le débit augmente avec l'augmentation de Lm et les courbes montrent que, lorsque Lm ($Lm = 20$), le débit pour chaque rapport d'excentricité augmente considérablement.

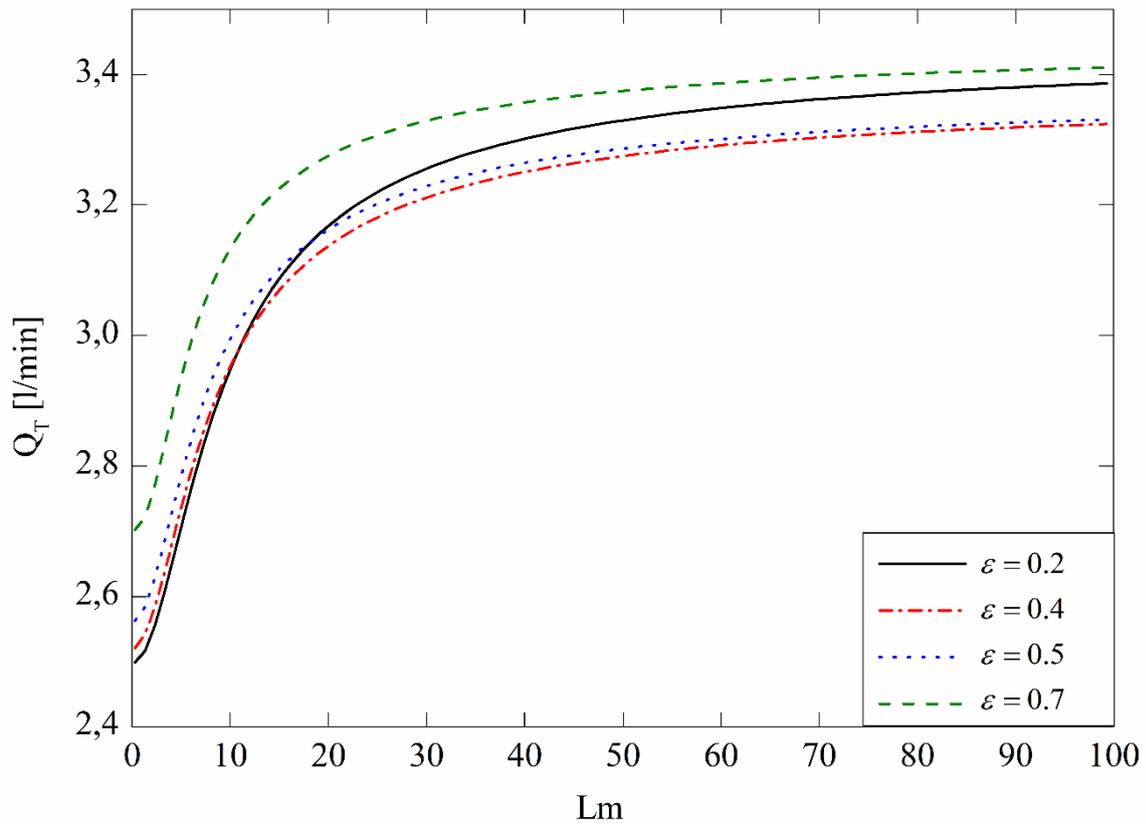


Figure III.5 : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ϵ avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$.

III.2.3. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur l'amplitude de vibration

La figure III.6 montre l'effet des paramètres micropolaires et de la vitesse de rotation sur la réponse vibratoire lorsque le rapport d'excentricité est égal à 0,2 et β_0 égal à 0,4. Les courbes montrent une meilleure stabilité pour les fluides micropolaires par rapport à celle du fluide newtonien où on remarque une réduction de la valeur de l'amplitude de vibration autour la vitesse critique.

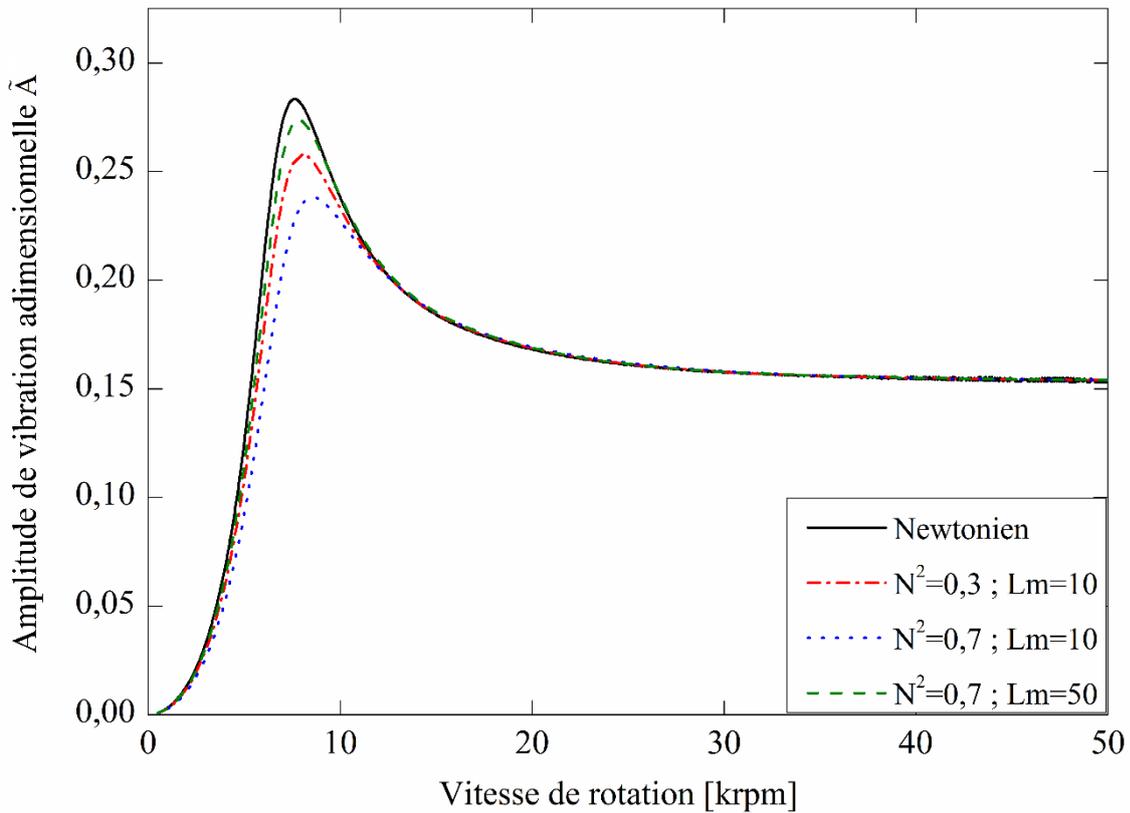


Figure III.6 : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle \tilde{A} en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$.

Dans la figure III.7, l'effet combiné de N^2 et de Lm sur l'amplitude de vibration adimensionnelle a été étudié sous la forme d'une variation paramétrique de N à la vitesse critique, on maintient $\beta_0 = 0.4$ et $\varepsilon = 0.2$. La figure montre que l'amplitude vibratoire augmente avec l'augmentation de Lm . lorsque $Lm \rightarrow 20$, l'amplitude vibratoire augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de couplage et s'approche de la valeur newtonienne tant que $Lm \rightarrow \infty$. L'observation ci-dessus peut s'expliquer comme suit : lorsque Lm tend à diminuer, les valeurs de la vitesse et du débit seront ramenés à leurs valeurs équivalents dans la théorie de la lubrification newtonienne, μ étant remplacé partout par $(\mu + 0.5k_v)$.

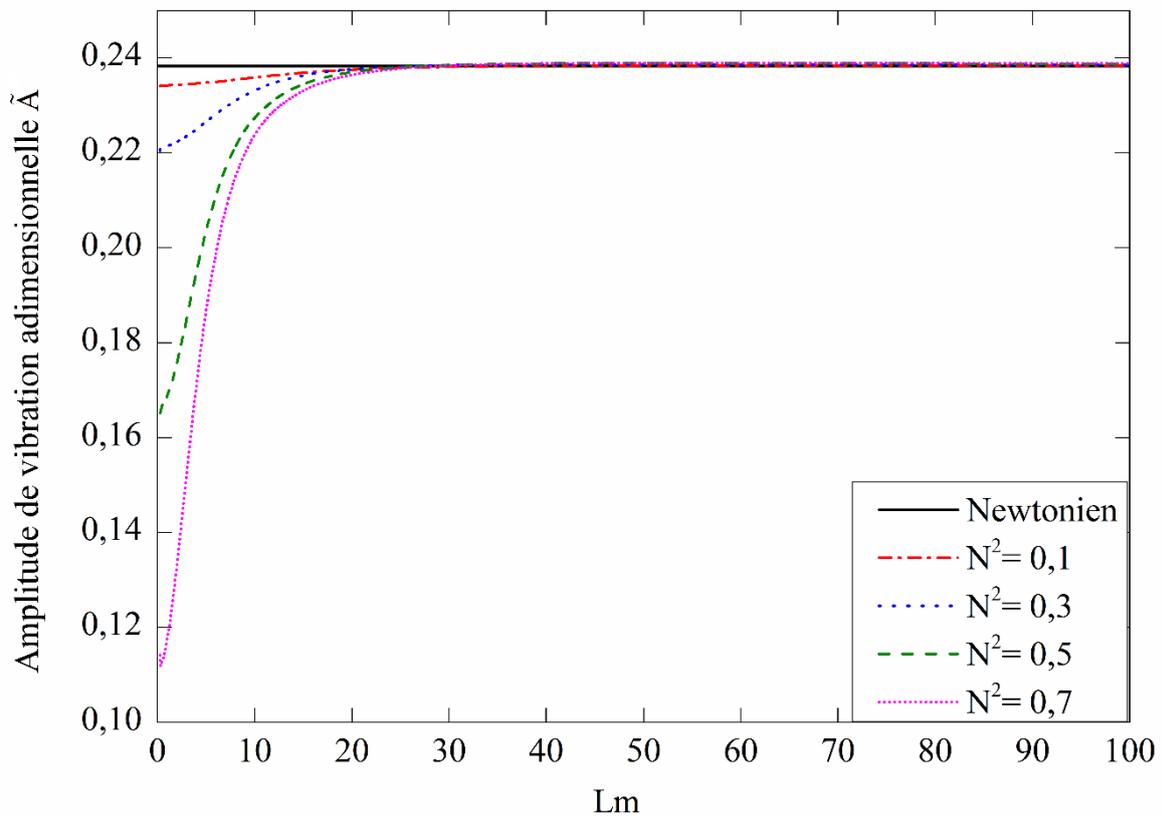


Figure III.7 : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle \tilde{A} en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique.

La figure III.8 indique la variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle pour différentes valeurs de ε à la vitesse critique avec $\beta_0 = 0.4$ et $N^2 = 0.5$. Ces résultats montrent une augmentation de l'amplitude vibratoire adimensionnelle avec une augmentation du taux d'excentricité de 0,2 à 0,7 ; cette augmentation peut être expliquée par une augmentation de la pression à l'intérieur des alvéoles lorsque l'épaisseur du film diminue. D'autre part, l'augmentation de l'épaisseur du film due à une amplitude de vibration importante conduit à une diminution de la pression à l'intérieur de l'alvéole et par conséquent à une augmentation du débit, comme nous l'avons vu à la figure III.3.

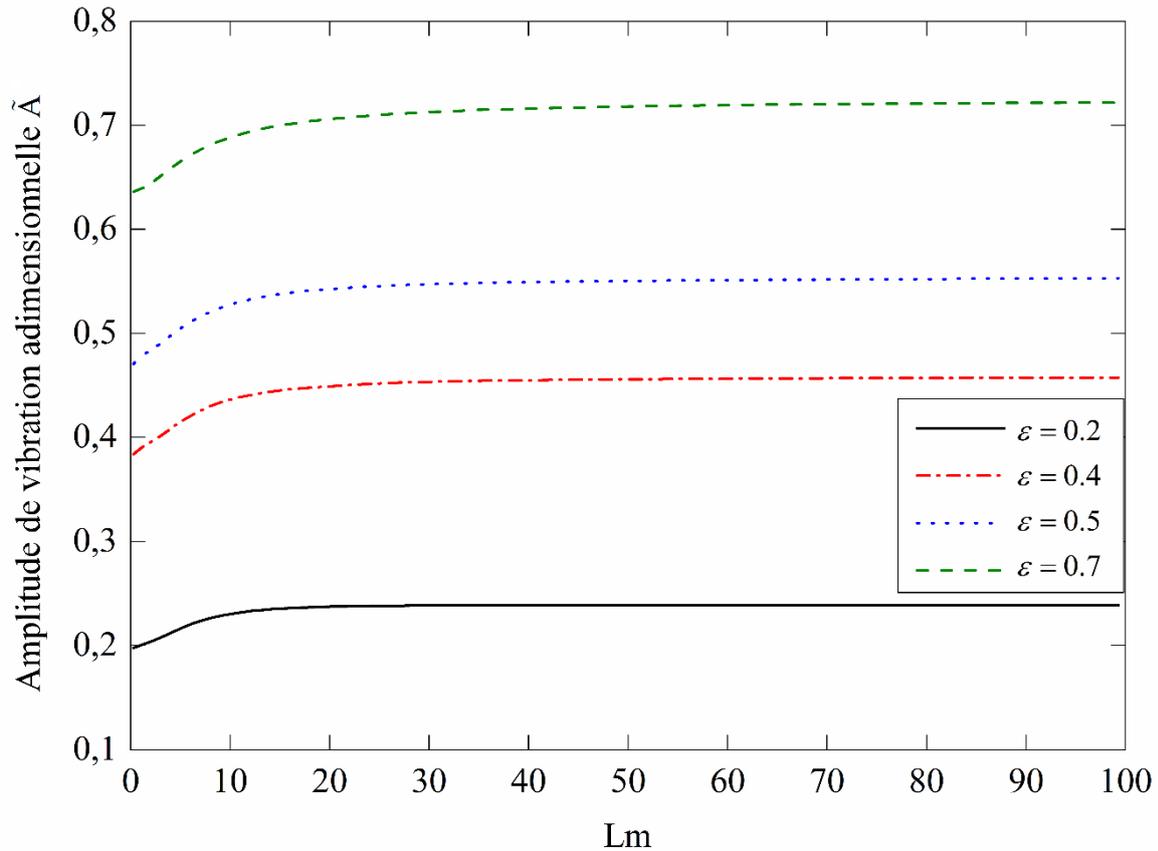


Figure III.8 : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle \tilde{A} en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$.

III.2.4. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur la force transmise

La figure III.9 montre l'évolution de la force transmise due à un déséquilibre rotatif du rotor par rapport à la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm . Nous remarquons une diminution maximale de l'amplitude des forces transmises autour de la vitesse critique et une augmentation autour les hautes vitesses avec une augmentation de N^2 ou une diminution de Lm , révélant l'effet de la micropolarité sur les amplitudes de force transmises.

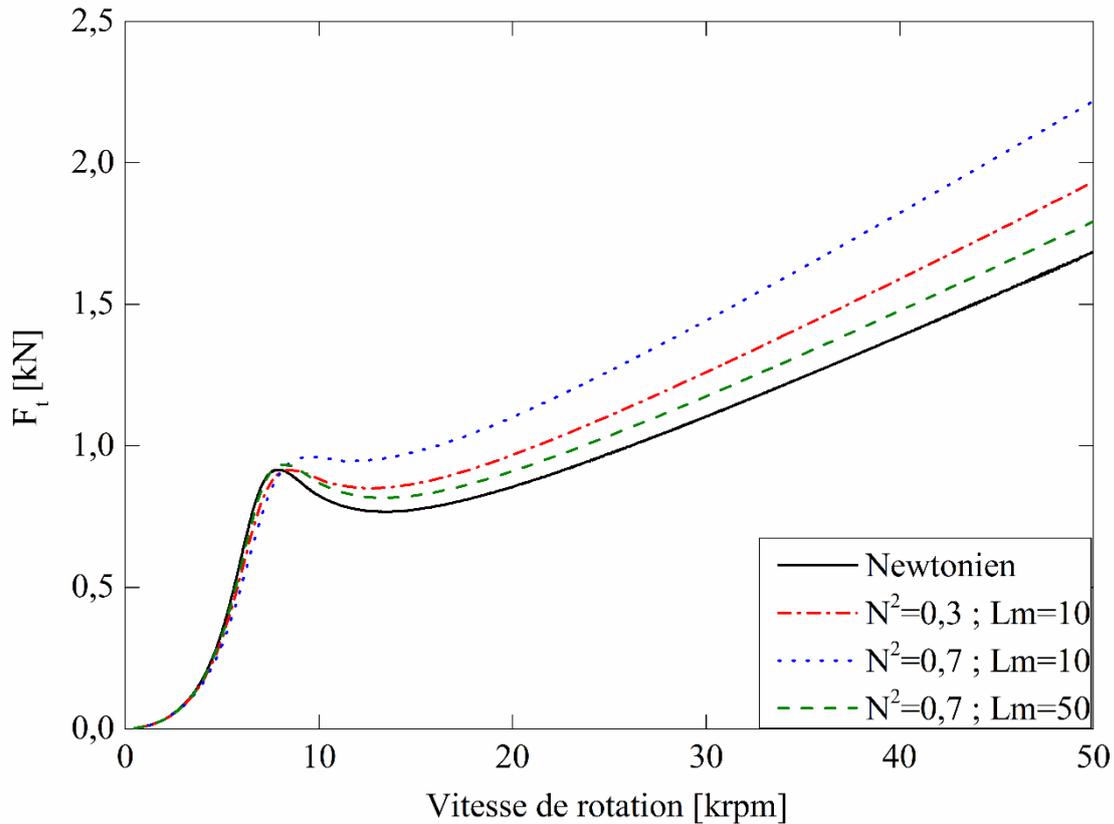


Figure III.9 : Variation de la force transmise F_t en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$.

Dans la figure III.10, l'effet de N^2 sur l'amplitude de la force transmise à la vitesse critique montre que les fluides micropolaires présentent la tendance habituelle de \tilde{A} par rapport à Lm . Il démontre que l'amplitude de la force transmise augmente avec l'augmentation de N^2 et que le fluide micropolaire se réduit en newtonien à mesure que Lm grandit. Cela est évident car Lm croît signifie que la longueur caractéristique du fluide micropolaire est égale à 0, ce qui signifie que la lubrification a perdu ses caractéristiques micropolaires.

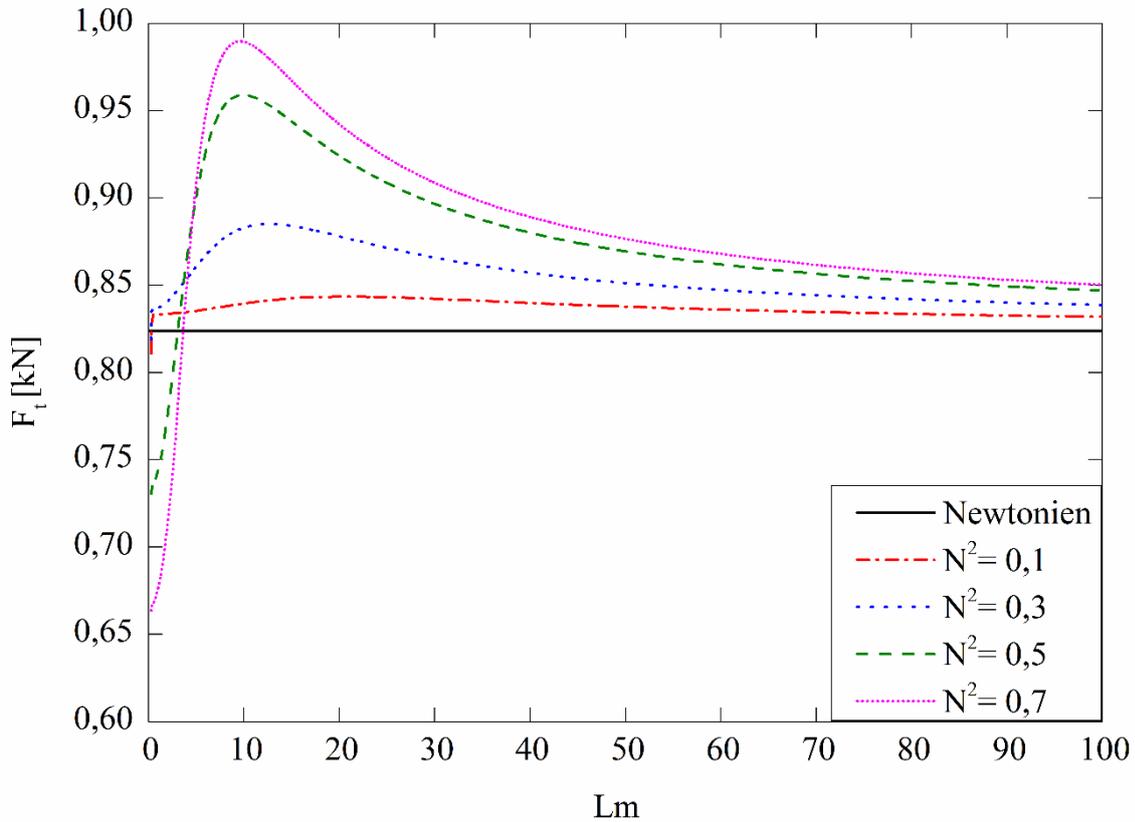


Figure III.10 : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique.

L'effet de Lm sur l'amplitude de la force transmise a été étudié à la figure III.11 comme une variation paramétrique de ε en gardant $\beta_0 = 0.4$ et $N^2 = 0.5$. L'amplitude de la force transmise a tendance à augmenter avec l'augmentation de Lm . Cette augmentation à la hausse est d'autant plus prédominante que le rapport d'excentricité augmente de plus en plus ; elle soutient également qu'il existe une valeur optimale de $Lm (Lm = 10)$ car avec la force transmise l'amplitude pour chaque rapport d'excentricité est maximale.

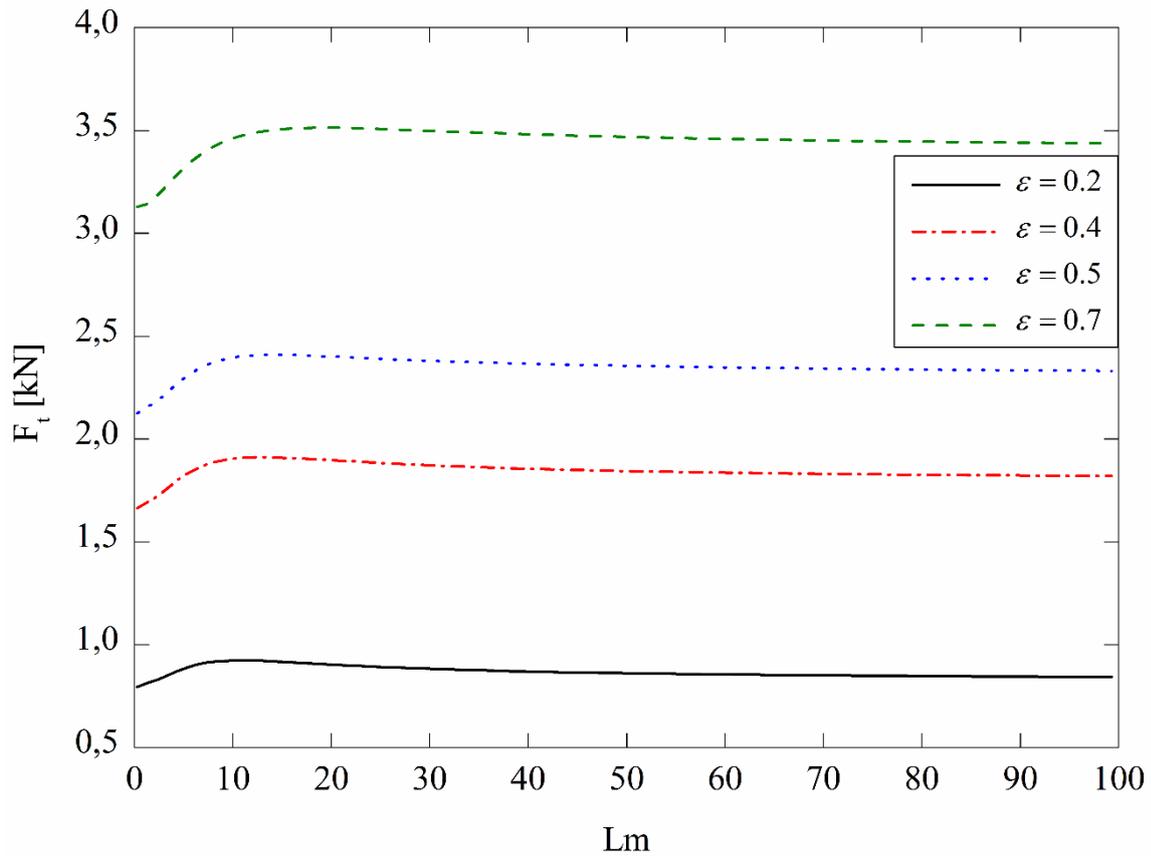


Figure III.11 : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$.

III.3. Conclusion

Dans chapitre nous avons présenté les résultats des effets du nombre de couplage et de la longueur caractéristique du fluide micropolaire sur l'amplitude de vibration, les forces transmises, le profil de pression et le débit.

Les résultats suggèrent que l'influence de l'effet du fluide micropolaire sur les performances des paliers est principalement affectée par l'excentricité.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de ce travail est d'étudier les effets micropolaires en termes de nombre de couplage et de longueur caractéristique sur le débit, la réponse vibratoire et les forces transmises d'un rotor rigide supporté par un nouveau palier hydrostatique à trois patins. Sur la base des résultats obtenus, on peut déduire les conclusions suivantes :

- À la vitesse critique, la réponse vibratoire diminue avec une augmentation du nombre de couplage N ou une diminution de Lm , tandis qu'à des vitesses élevées, les forces transmises augmentent avec une augmentation du nombre de couplage.
- Les paliers fonctionnant avec un lubrifiant newtonien conduisent à des débits Q_T plus élevés, tandis que les débits diminuent avec l'augmentation du nombre de couplage N .
- A une valeur élevée de Lm , le débit, la réponse vibratoire et les forces transmises convergent vers ceux du fluide newtonien.
- L'amplitude des réponses vibratoires et des forces transmises diminue avec l'augmentation du nombre de couplage.
- L'augmentation du rapport d'excentricité entraîne une augmentation du débit, de la réponse vibratoire et des forces transmises. De plus, une valeur optimale de $Lm(Lm = 10)$ est observée lorsque l'amplitude de la force transmise pour chaque valeur du rapport d'excentricité est maximale.
- La stabilité du palier hydrostatique est améliorée par l'utilisation d'un lubrifiant micropolaire par rapport au lubrifiant newtonien.
- Enfin, l'étude a démontré que les performances du palier hydrostatique évaluées en termes d'amplitude des réponses vibratoires et des forces transmises sont essentiellement contrôlées par le rapport d'excentricité. Par conséquent, une procédure de sélection appropriée pour les lubrifiants micropolaires doit incorporer ce paramètre.

Références bibliographiques

- [1] H.YELLE, Cours3. Tribologie Transmission de puissance : École Polytechnique de Montréal; 2005.
- [2] P. Pennacchi. Introduction of advanced technologies for steam turbinebearings : Politecnico di Milano, Milan, Italy; 2017.
- [3] Benariba Aboubakeur. Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret; 2017-2018.
- [4] 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.
- [5] Meramria Wafa. Etude de L'Effet Dynamique d'un Palier Lisse par Analyse Vibratoire, thèse de Magister : Université de Badji Mokhtar-Annaba; 2009.
- [6] Mihoubi Khalid et Sadini Rachid. Contribution à l'étude d'un palier hydrodynamique lisse, thèse de Master Académique : Université Mohamed Boudiaf - M'sila; 2017.
- [7] Cours de Mécanique industrielle – Montage des roulements, sur site *maxicours*. Consulté le 05/03/2019.
<http://www.maxicours.com/se/fiche/5/5/130155.html>
- [8] Bearing selection, sur site *waukesha bearings*. Consulté le 25/05/2019.
<https://www.waukbearing.com/en/magnetic-bearing-systems/>
- [9] Georges Spinnler. Conception des machines : principes et applications. Statique : PPUR Presses Polytechniques et Universitaires Romandes; 1997.
- [10] Sahli Abdelkader. Etude Expérimentale D'un Palier Lubrifié Mesaligné, thèse de Magister : Université de Hassiba Ben Bouali-Chlef; 2011.
- [11] Jean-Louis Ligier. Lubrification des paliers des moteurs : Editions TECHNIP; 2004.
- [12] Jean Frêne. Lubrification hydrodynamique : paliers et butées : Université de Poitiers-France, Editons Eyrolles; 1990.
- [13] Khadim Diop. Estimation de la fiabilité d'un palier fluide, Thèse de Doctorat : Université Nantes Angers Le Mans; 2015.
- [14] Rippel, Harry C. "Design of hydrostatic bearings." *Machine Design* 35.16 (1963) : 108-117.
- [15] Abdoulaye FALL. Rhéophysique des fluides complexes : Ecoulement et Blocage de suspensions Concentrées, thèse De Doctorat : Université de PARIS 7; 2008.
- [16] Fluide complexe, sur site *enseeiht*. Consulté le 10/03/2019.
<http://hmf.enseeiht.fr/travaux/beiepe/book/export/html/1760>

Références bibliographiques

- [17] Nicolas Taberlet (Laboratoire de Physique, ENS Lyon), publié par Catherine Simand. Comment les fluides coulent-ils ? sur site *Culture Sciences physique*; 2011. Consulté le 16/03/2019.
- [18] Grzegorz Łukaszewicz. *Micropolar Fluids: Theory and Applications*, Springer Science+Business Media, LLC; 1999.
- [19] A.C.ERINGEN, Theory of micropolar fluids, *J. Math. Mech.* 16, No.1 (1966),1-16.
- [20] ERINGEN AC. Simple microfluids. *International Journal of Engineering Science.* 1964;2:205-17.
- [21] Martin G. Étude numérique des équations d'un fluide micropolaire 2001.
- [22] Nicodemus ER, Sharma SC. Orifice compensated multirecess hydrostatic/hybrid journal bearing system of various geometric shapes of recess operating with micropolar lubricant. *Tribology International.* 2011;44:284-96.
- [23] Sharma SC, Ram N. Influence of micropolar lubricants on the performance of slot-entry hybrid journal bearing. *Tribology International.* 2011;44:1852-63.
- [24] Zaheeruddin K, Isa M. Micropolar fluid lubrication of one-dimensional journal bearings. *Wear.* 1978;50:211-20.
- [25] Tipei N. Lubrication with micropolar liquids and its application to short bearings. *Journal of tribology.* 1979;101:356-63.
- [26] Khonsari M, Brewe D. On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids. *Tribology Transactions.* 1989;32:155-60.
- [27] Wang X-L, Zhu K-Q. Numerical analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects. *Tribology International.* 2006;39:227-37.
- [28] Rahmatabadi A, Mehrjardi MZ, Fazel M. Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribology International.* 2010;43:2000-9.
- [29] Rao P, Murmu B, Agarwal S. Effects of surface roughness and non-newtonian micropolar fluid squeeze film between conical bearings. *Zeitschrift für Naturforschung A.* 2017;72:1151-8.
- [30] Dynamique des rotors, sur site *MSC Software*. Consulté le 16/06/2019.
<https://www.mscsoftware.com/fr/application/dynamique-de-rotors>
- [31] Beyond magnetic bearings, plenty of innovation is taking place in air bearings as well as traditional products get your bearings straight, sur site *turbomachinerymag*. Consulté le 20/06/2019.
<https://www.turbomachinerymag.com/get-your-bearings-straight/>

Références bibliographiques

- [32] Boutaleb A, Ben Aissa M. Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible en régime transitoire, thèse de master : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret ; 2015-2016.
- [33] A. Muszyńska. Rotordynamics. Number 188 in Mechanical engineering. Taylor & Francis, Boca Raton; 2005.
- [34] Bouzidane.A et Thomas.M. Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers, Tribology Transactions,2013; 56:5, 717-727.
- [35] Benariba A, Bouzidane A et Thomas M. Analytical analysis of a rigid rotor mounted on three hydrostatic pads lubricated with micropolar fluids, Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2018; 233: 859-869.
- [36] Hellal Djelloul. Analyse du comportement vibratoire non-linéaire d'un arbre rigide monté sur des paliers hydrostatiques à trois patins, thèse de master : Université Ibn-Kaldoun-Tiaret ; 2014-2015.

ملخص

في هذا العمل ، نقدم دراسة للمحمل الهيدروستاتيكي مع ثلاث مساند ، ويستند تصميم هذه المحامل على ظروف التشغيل ومواد التشحيم المستخدمة. أظهرت التجارب أن زيت التشحيم المستخدم في تزييت هذه المحامل في ظروف التشغيل القياسية ملوث بجزيئات معدنية معلقة أو الأوساخ ويبدأ في إظهار سلوك غير نيوتوني ، مما يتطلب تطبيق نظرية سائل الميكروبولار لهذا المشكل.

يتم وصف خصائص السائل ميكروفلويديك بما في ذلك شرح لمعادلة رينولدز المعدلة تكيفها لهم ، قمنا بتحديد مجال الضغط بالطريقة التحليلية لهذه المعادلة ووجدنا أن الضغط يزداد داخل فجوة الحامل .

يتم حساب سعة الاهتزاز والقوى المرسله للدوران الصلب باستخدام الطريقة غير الخطية من معادلات حركة الدوار وقد أظهرنا انخفاضًا في حجم سعة الاهتزاز بالسرعة الحرجة وزيادة في القوات المنقولة بسرعات عالية.

الكلمات الدلالية : سائل الميكروبولار ، حامل هيدروستاتيكي ، معادلة رينولدز ، الطريقة التحليلية.

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude d'un palier hydrostatique à trois patins, la conception de ces paliers est basée sur les conditions de fonctionnement et le lubrifiant utilisé. Des expériences ont démontré que l'huile lubrifiante utilisé pour la lubrification de ces paliers dans des conditions de fonctionnement standard est contaminée par des particules aux métaux en suspension ou des saletés et commence à présenter un comportement non-Newtonien, ce qui nécessite l'application de la théorie des fluides micropolaires pour ce problème de lubrification.

Les propriétés de fluide micropolaire sont décrites en incluant la démonstration de l'équation de Reynolds modifiée adaptée pour eux, nous avons déterminé le champ de pression à partir de la résolution analytique de cette équation et nous avons constaté que la pression à l'intérieur d'alvéole est augmenté.

L'amplitude de vibration et les forces transmises du rotor rigide sont calculées par la méthode non-linéaire à partir des équations de mouvement de rotor et nous avons montré une diminution de la valeur de l'amplitude de vibration à la vitesse critique et augmentation des forces transmises à des vitesses élevées.

Mots clés : Lubrifiant micropolaire, palier hydrostatique, l'équation de Reynolds modifiée, méthode analytique.

Abstract

In this work, we present a study of a hydrostatic bearing with three pads; the design of these bearings is based on the operating conditions and the lubricant used. Experiments have shown that lubrications'oil used for the lubrication of these bearings under standard operating conditions is contaminated with suspended metal particles or dirt and begins to exhibit non-Newtonian behavior, which requires the application of the theory of micropolar fluid to this problem of lubrication.

The properties of micropolar fluid are described including the demonstration of the modified Reynolds equation adapted for them; we determined the pressure field from the analytical resolution of this equation and found that the pressure inside alveolus is increased.

The vibration amplitude and the transmitted forces of the rigid rotor are calculated by the non-linear method from the rotor motion equations and we have shown a decrease in the magnitude of the vibration amplitude at the critical speed and increased its forces wich transmitted at high speeds.

Keywords : Micropolar lubricant, journal hydrostatic bearing, modified Reynolds equation, analytical method.