

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

ÉTUDE DU COMPORTEMENT D'UN PALIER
HYDROSTATIQUE LUBRIFIÉ PAR UN FLUIDE
MICROPOLAIRE

Préparé par :

BARRANI Samir
BELDJILALI Abdelillah

Soutenu publiquement le : / 06/ 2023, Devant le jury composé de :

Mr. AKERMI Nasreddine	Maître de Conférences "B"(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
Mr. HAMMOU Mahmoud	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Mr. BENADDA Mohamed	Docteur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Mr. BENARIBA Aboubakeur	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant
Mr. ABOSHIGHIBA Hichem	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Co-Encadrant
Mr. KHORCHEF Mohamed amine	Doctorant (Univ. De Relizane)	Invité

Dédicace

“

*Nous avons le grand honneur de dédier ce modeste travail
à :*

*Nos très chers parents, nos chers sœurs et frères pour leurs
encouragements permanents, et leur soutien, et toute la
famille.*

A tous nos amis et aussi les amis d'études

A tous ceux qui nous ont encouragés et aidés.

*A tous les enseignants qui ont contribué à nos formations
tout au long de nos vies d'étude.*

Merci.

”

- SAMIR ET ABDELILLA H

Remerciements

“

*Nous remercions avant tous **ALLAH** le tout puissant qui nous a donné le courage, la volonté et la patience d'arriver au terme de ce travail.*

*Nos vifs remerciements à notre encadrant **Mr. Aboubakeur BENARIBA** pour leurs conseils, leurs encouragements, son soutien et son bon encadrement, et ce fut un honneur de travailler avec lui.*

*Nous remercions également notre Co-encadrant **Mr.Hicham ABOUSHIGHIBA***

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

Dédicace	I
Remerciements	II
Nomenclatures	VIII
Introduction générale	1
Chapirte I	2
I ÉTUDE BIBLOIGRAPHIQUE	2
I.1 Introduction	3
I.2 La lubrification	3
I.2.1 Définition	3
I.2.2 En mécanique	3
I.2.3 En Biologie	3
I.3 Lubrification hydrostatique	3
I.3.1 Alimentation à débit constant	4
I.3.2 Alimentation à pression constante	5
I.4 Rôles de la lubrification	6
I.5 Les lubrifants	7
I.6 Différents types de lubrifants	7
I.6.1 Lubrifants d'origine animale	7
I.6.2 Lubrifants d'origine végétale	7
I.7 Le fluide micropolaire	7
I.8 La lubrification micropolaire	8
I.9 Fluide newtonien et Fluide non-newtonien	9
I.9.1 Fluide newtonien	9
I.9.2 Fluide non-newtonien	9
I.10 Les paliers	9
I.11 Les types des paliers	10
I.11.1 Paliers lisses	10
I.11.2 Paliers hydrodynamiques	10
I.11.3 Paliers aérodynamiques	11
I.11.4 Paliers aérostatiques	11
I.11.5 Paliers magnétiques	12
I.11.6 Roulement	12
I.11.7 Paliers hydrostatiques	13

I.12	Historique	14
I.13	Domaine d’application des paliers hydrostatiques	14
I.14	Les avantages et les inconvénients d’un palier hydrostatique	14
	I.14.1 Les avantages	14
	I.14.2 Les inconvénients	15
I.15	Dynamique des rotors	15
	I.15.1 Définition	15
	I.15.2 Historique	15
	I.15.3 Rotors	15
I.16	Différents mouvements de rotor	16
I.17	Caractéristiques des éléments de rotor	16
	I.17.1 Système arbre –disque	16
	I.17.2 Le support	17
I.18	Classifications des rotors	17
	I.18.1 Selon les paramètres géométriques :	17
	I.18.2 Selon les paramètres mécaniques	18
I.19	Contrôle des vibrations de rotors	19
	I.19.1 Contrôle passif	19
	I.19.2 Contrôle actif	19
I.20	Conclusion	19
Chapirte II		20
II PALIER HYDROSTATIQUE A TROIS PATINS LUBRIFIE PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE		20
II.1	Introduction	20
II.2	Palier hydrostatique à trois patins	20
II.3	Les Propriété dynamique	23
II.4	Les Coefficients dynamiques équivalents	24
II.5	La charge portante	25
	II.5.1 L’équation de Reynolds modifiée	25
II.6	Palier hydrostatique infiniment long	26
II.7	La distribution de pression	27
II.8	Détermination de la pression de l’alvéole	29
	II.8.1 Débit dus à la variation du volume de l’alvéole	30
	II.8.2 Débit sortant de l’alvéole	30
	II.8.3 Débit à travers une résistance hydraulique	31
II.9	Conclusion	33
Chapirte III		34
III Résultats et interprétation		34
III.1	Introduction	35
III.2	Etude de l’influence des paramètres du fluide micropolaire	35
	III.2.1 Influence sur le coefficient de raideur	35
	III.2.2 Influence sur le coeficient d’amortissement	38
	III.2.3 Influence sur le taux d’amortissement	41

Table des matières

III.3 conclusion	43
CONCLUSION GÉNÉRAL	45
Références	47
Résumé	49

Table des figures

I.1	description d'une butée [3]	4
I.2	Alimentation à débit constant [3]	5
I.3	Alimentation à pression constante [3]	5
I.4	Schéma de principe d'une butée hydrostatique [7]	8
I.5	les paliers [8]	9
I.6	Les Paliers lisses [9]	10
I.7	palier hydrodynamique [10]	10
I.8	paliers aérodynamiques [12]	11
I.9	palier aérostatique [14]	12
I.10	palier magnétique [15]	12
I.11	Roulement [16]	13
I.12	palier hydrostatique [19]	13
I.13	Les élément de rotor [27]	16
I.14	Rotor rigide [28]	18
I.15	Rotor flexible [28]	18
I.16	Rotor de Jeffcott [29]	19
II.1	Schématization d'un palier hydrostatique à trois patins	20
II.2	Systém de cordonnée de l'arbre dans le palier(trois patin)	22
II.3	Schématization de raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique [31]	23
II.4	Conditions aux limite d'une butée hydrostatique.	25
II.5	Palier hydrostatique infiniment long [34]	26
II.6	Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.	27
II.7	Résistance hydraulique de type capillaire	32
III.1	Variation du coefficient de raideur en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$	35
III.2	Variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$	36
III.3	Variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$	37
III.4	Variation du coefficient d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$	38
III.5	Variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$	39

III.6	Variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$	40
III.7	Variation du taux d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$	41
III.8	Variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$	42
III.9	Variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$	43

Nomenclatures

a	longueur d'alvéole [m].
b	largeur d'alvéole [m].
L	longueur du patin [m].
B	largeur du patin [m].
d_c	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.
N	nombre de couplage.
l_m	longueur de l'élément du fluide micropolaire.
k_v	coefficient s'appelle : 'the spin viscosity'.
μ	viscosité dynamique du fluide Newtonien [Pa.s].
μ_v	viscosité dynamique du fluide micropolaire [Pa.s].
Q_{vi}	débit dû à la variation du volume dans l'alvéole (m^3/s).
Q_{ri}	débit à travers le capillaire relatif à chaque patin (m^3/s).
Q_T	débit total du lubrifiant (m^3/s).
Q_{xi}, Q_{zi}	débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z (m^3/s).
p_s	pression d'alimentation [Pa].
p_i	champ de pression micropolaire pour chaque patin [Pa].
p_α	pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa].
β_i	rapport de pression.
β_0	rapport de pression (Cas statique).

Nomenclatures

W_{pi}	charge portante pour chaque patin hydrostatique [N].
(x_i, y_i, z_i)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds.
u_{xi}, u_{zi}	vitesse de fluide dans les directions x et z [m/s].
e_x, e_y	excentricités suivant x et y respectivement [m].
k_w	coefficient de la charge.
k_q	coefficient du débit.
k_{pc}	coefficient du capillaire.
ζ	Taux d'amortissement.
ε	rapport d'excentricité

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les Machines tournantes sont présentes dans différents secteurs de l'industrie. Elles varient en taille et en complexité. Les machines tournantes basiques peuvent être rencontrées dans des produits et systèmes variés allant des moteurs électriques des réfrigérateurs et des machines à laver jusqu'aux moteurs d'avions. Les exemples sont innombrables tel que les centrifugeuses, les pompes à vides, les turbines à vapeur de toutes tailles, les pompes et compresseurs [1]

L'augmentation rapide des vitesses de fonctionnement des machines tournantes au cours des dernières décennies a posé de nouveaux problèmes aux concepteurs. Les arbres tournants sont soumis à des vibrations de plus en plus importantes avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Ces vibrations peuvent être dangereuses.

Les paliers hydrostatiques sont une technologie moderne très intéressante pour le support et le contrôle de la dynamique des rotors. Les textures de surface nécessitent plus d'attention et peuvent être un élément majeur de la conception de la structure de l'atelier à l'avenir. L'objet de cette recherche est d'étudier un palier hydrostatique à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire et alimenté par des résistances hydrauliques de type capillaire, et connaître l'impact de ce fluide sur le comportement dynamique.

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

Le premier chapitre, nous présentons une étude bibliographique sur la lubrification, et une explication sur le fluide micropolaire, suivis par une recherche sur les paliers hydrostatiques.

Le deuxième chapitre, représente une étude analytique d'un palier hydrostatique à trois patins.

L'étude est finalisée par une conclusion générale sur les principaux résultats de l'étude réalisé.

Chapitre I

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction

Ce chapitre présente une étude générale sur les paliers hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire. Nous avons divisé ce chapitre en trois parties :

La première partie nous illustrons une étude bibliographique détaillée sur la lubrification et la lubrification hydrostatique et on à défini le fluide micropolaire.

Deuxième partie nous avons parlé sur les types des paliers et le palier hydrostatique.

Dans la troisième partie nous avons fait une étude détaillée sur la dynamique de rotor

I.2 La lubrification

I.2.1 Définition

La lubrification est le processus de réduire la friction entre deux surfaces en les séparant avec un matériau lubrifiant. Cette technique est utilisée dans de nombreux domaines pour réduire l'usure, la chaleur et l'usure des composants mécaniques en mouvement, tels que les moteurs, les machines industrielles, les automobiles, etc.

La lubrification permet de créer une fine couche de lubrifiant entre les surfaces en contact, ce qui réduit le frottement et facilite le mouvement. Le lubrifiant peut être sous forme solide, liquide ou semi-solide, en fonction des exigences spécifiques de l'application.

I.2.2 En mécanique

On lubrifie les pièces en métal ou de céramique avec un corps gras, comme de l'huile ou la graisse. Les lubrifiants sont des produits liquides, pâteux ou solides d'origine minérale (hydrocarbures pour l'essentiel) animale, végétale ou synthétique

I.2.3 En Biologie

La lubrification intervient sous la forme de production, parles muqueuses concernées, d'un mucus à base d'eau. Elle intervient également dans le fonctionnement des articulations qui comptent parmi les meilleurs mécanismes « glissants » que l'on connaisse (Lubrifiant anatomique).

I.3 Lubrification hydrostatique

Historiquement, le premier palier fluide hydrostatique a été défini par L. D Girard en 1862 [2]. Il l'utilisait dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatiques plats. Cette technique de lubrification est utilisée lorsque la vitesse des surfaces est faible pour générer une pression sustentatrice. Elle nécessite deux surfaces dont l'une est lisse

et l'autre comportant des alvéoles qui sont reliées à un générateur de pression (pompe). Ce genre de lubrification comporte deux zones [2] :

- Deux zones représentées par AB et CD où l'épaisseur h du film fluide lubrifiant est négligeable devant les largeurs du composant. La pression dans cette zone est déterminée par l'équation de Reynolds.
- Une zone BC qui correspond à l'alimentation de pression constante par l'extérieure.

L'épaisseur du film dans cette zone est environ 20 fois supérieure à l'épaisseur du film fluide.

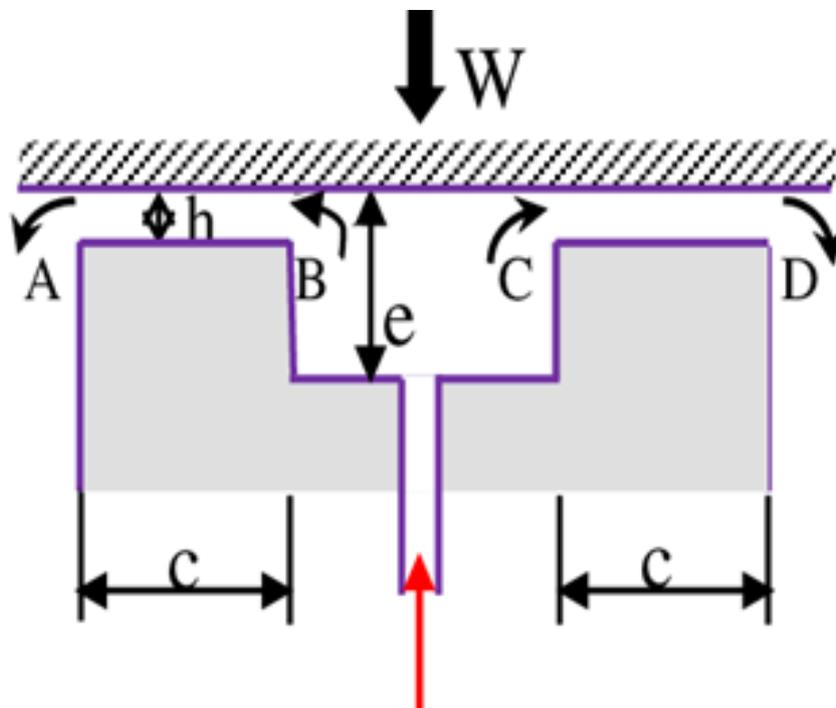


FIG. I.1 : description d'une butée [3]

Il existe deux principales méthodes pour introduire le fluide à l'intérieur du composant et qui sont :

I.3.1 Alimentation à débit constant

On place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole (Figure I.2). Au cas où le système comporte plusieurs alvéoles, il faut alimenter chacun par une pompe. Ce qui explique la limite de cette technique peu employée et coûteuse.

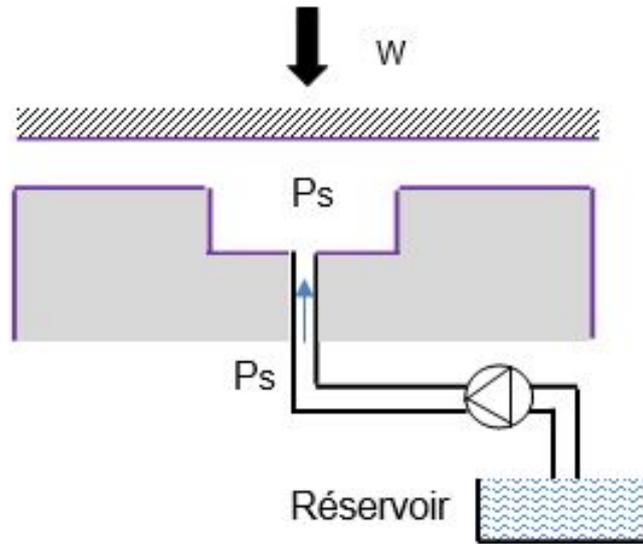


FIG. I.2 : Alimentation à débit constant [3]

I.3.2 Alimentation à pression constante

On place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Cette résistance hydraulique crée une perte de charge qui permet d'asservir le débit à la chute de pression (Figure I.3.). Cette technique facile à mettre en œuvre permet d'alimenter plusieurs alvéoles à l'aide d'une seule pompe.

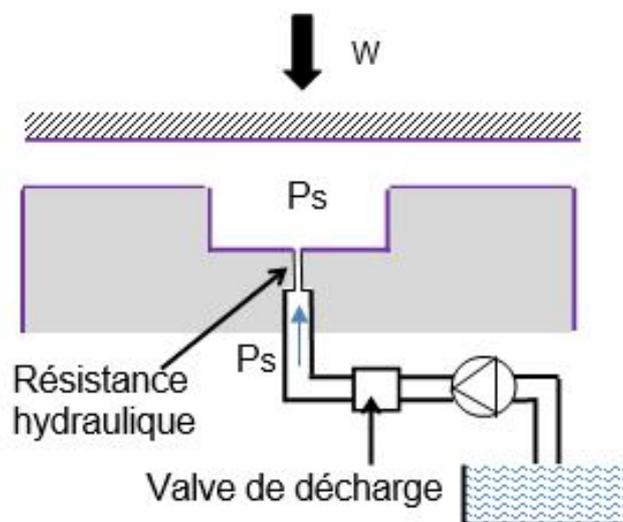


FIG. I.3 : Alimentation à pression constante [3]

I.4 Rôles de la lubrification

La lubrification permet de changer le coefficient de frottement entre deux éléments afin de faciliter le glissement ou le roulement entre elles ainsi que d'éviter ou de minimiser l'usure et les échauffements. Le rôle de la lubrification est multiple, Jean Ayel Maurice [4] a résumé les principales fonctions comme suit :

- Réduire les frottements dans les machines et par conséquent économiser l'énergie. L'énergie de frottement étant intégralement dissipée en chaleur, la réduction du coefficient de frottement entraîne la diminution des températures de fonctionnement des mécanismes.
- Combattre l'usure des machines sous toutes ses formes : usure adhésive et grippage, par fatigue de contact, par corrosion de contact.
- Protéger les organes contre les corrosions humide et acide.
- Participer au refroidissement des machines ; étant en contact intime avec les organes souvent très chauds, le lubrifiant contribue d'une façon très active à leur refroidissement et à l'évacuation de calories s'il circule, et s'il peut céder sa chaleur au milieu extérieur.
- Contribuer à l'étanchéité aux gaz, aux liquides et aux contaminants solides ; par exempl, dans le cas du moteur à combustion interne, le lubrifiant permet d'améliorer l'étanchéité des segments et des joints, de même que la graisse empêche la contamination des roulements par les contaminants extérieurs (poussières).
- Garder propres les surfaces et les circuits en neutralisant ou en évacuant les produits indésirables : suies de combustion dans les moteurs à combustion interne, poussières, débris d'usure, produits de dégradation thermique ou chimique du lubrifiant (verniss, boues, carbone, etc.) eau.

Cela est rendu possible grace à :

- Une activité détergente,
- Une activité dispersante ou solubilante
- Une aptitude à favoriser l'élimination des contaminants par filtration ou autre séparation physique (décantation, désémulsion etc.) et purge.
- Absorber les chocs et réduire le bruit
- Permettre la mise en route de l'organe à lubrifier à toutes températures
- Assurer des fonctions passives diverses telles que : résistance au feu, au moussage, à l'aération, aux bactéries, neutralité vis-à-vis des élastomères, des plastiques et des peintures. Chacune de ces fonctions peut être plus ou moins développée selon l'application.

Afin de pouvoir remplir sa fonction de lubrifiant, le produit doit satisfaire à trois conditions fondamentales :

- un film doit pouvoir être formé entre les surfaces des pièces en contact
- le film formé doit être maintenu au contacte
- le film formé et maintenu doit se déformer facilement, sans se rompre, par cisaillement.

I.5 Les lubrifiants

Un lubrifiant est un produit qui interposé entre les surfaces d'un mécanisme, en facilite le fonctionnement. [5] Les lubrifiants peuvent être de produits :

- Gazeux (air).
- Liquides telles que les huiles.
- Semi-liquide ou semi-solide (graisse).
- Solides (graphite, etc.).

I.6 Différents types de lubrifiants

On peut distinguer les lubrifiants selon leur origine : animale, végétale, minérale ou synthétique, ou selon leur présentation, liquide, pâte ou solide.

I.6.1 Lubrifiants d'origine animale

Ils sont constitués essentiellement d'esters résultant de la combinaison d'acide gras avec la glycérine. Ce sont souvent des « ancêtres » mais certains entrent encore dans diverses compositions.

I.6.2 Lubrifiants d'origine végétale

Ce sont en général des combinaisons d'acides gras peu ou pas estérifiés. Certains sont encore largement utilisés en addition dans les huiles de pétrole ou dans les graisses.

I.7 Le fluide micropolaire

Les fluide micropolaire sont des fluide a microstructure , c'est la théorie des fluides déduite (1966) ,dans lesquels les éléments fluides locaux ne pouvaient subir que des rotation rigides sont étirement .alors on les peut définir comme des particules orientées de

manière aléatoire en suspension dans un milieu visqueux ou la déformation des particules de fluide négligeable c'est un grande généralisation du modèle de Navier Stokes , c'est fluide se présent tel que les cristaux , des fluide vaseux , des nuages avec de la poussière et des fluides biologiques ...

I.8 La lubrification micropolaire

La lubrification est un ensemble de techniques permettant de réduire le frottement et l'usure entre deux éléments en contact et en mouvement l'un avec l'autre. En général, une partie de la chaleur générée par le frottement peut être évacuée et la corrosion peut être évitée. Dans ces cas, l'écoulement du fluide est parallèle à la surface, ce qui simplifie leur description et leur calcul (théorie de la lubrification). On parle de lubrification lorsque le lubrifiant (mécanique) est liquide, et on parle de lubrification lorsque le lubrifiant est compact.

Les fluides micropolaires proviennent d'une simplification de la théorie des microfluides de 22 coefficients de viscosité à 6 coefficients de viscosité 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. L'application du modèle des fluides micropolaires dans nombreuses cas classiques est très simple, tels que l'écoulement à travers un capillaire ou entre deux plaques parallèle sous les hypothèses géométriques et dynamiques habituelles. La simplicité du modèle du fluide micropolaire ne signifie évidemment pas la trivialité mathématique. Le modèle classique Navier-stokes lui-même est un cas particulier du modèle du fluide micropolaire, est loin d'être trivial, dans ce contexte, la simplicité signifie l'élégance et la beauté de la théorie mathématique [6].

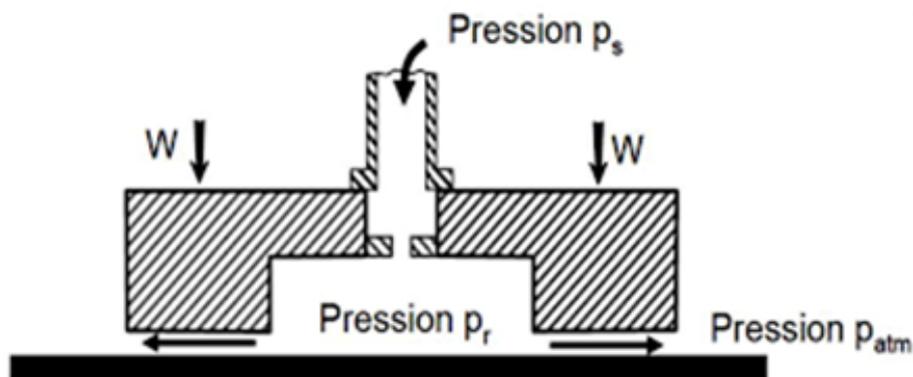


FIG. I.4 : Schéma de principe d'une butée hydrostatique [7]

I.9 Fluide newtonien et Fluide non-newtonien

I.9.1 Fluide newtonien

Le modèle de fluide newtonien décrit bien la très grande majorité des fluides composés de molécules simples. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que :

- Dans un écoulement de cisaillement simple, les seules contraintes créées par l'écoulement sont des contraintes de cisaillement. La viscosité est indépendante de la vitesse de cisaillement. La viscosité est indépendante du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement est arrêté.

I.9.2 Fluide non-newtonien

Toute déviation des règles du fluide newtonien est le signe d'un comportement non newtonien. La description de ces comportements et leur interprétation en relation avec la structure microscopique du fluide constitue une discipline appelée rhéologie. Cette discipline est assez récente, mais elle a connu un développement considérable avec l'apparition des polymères synthétiques. Le caractère non-newtonien le plus répandu est la variation de viscosité avec la vitesse de cisaillement. Très souvent, pour les solutions de polymère, la viscosité diminue au fur et à mesure que l'on augmente le taux de cisaillement (gradient de vitesse) auquel est soumis le fluide. C'est le comportement rhéofluidifiant.

I.10 Les paliers

Les paliers sont des éléments clés dans la conception et le fonctionnement de nombreux systèmes mécaniques. Ils permettent de supporter les charges et les forces qui s'exercent sur les arbres ou les axes en rotation. Il existe différents types de paliers, chacun ayant des caractéristiques spécifiques en termes de capacité de charge, de vitesse de rotation et de lubrification.

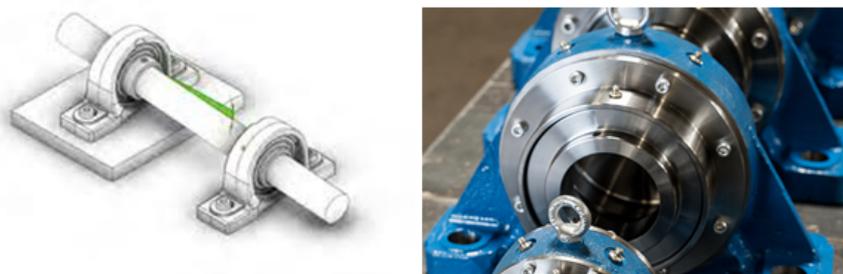


FIG. I.5 : les paliers [8]

I.11 Les types des paliers

I.11.1 Paliers lisses

Les paliers lisses, également appelés paliers à coussinet, sont constitués d'une surface cylindrique ou conique en contact direct avec l'arbre en rotation. La surface du palier est recouverte d'un matériau de glissement, tel que le bronze ou le téflon, qui réduit les frottements et l'usure. Les paliers lisses sont souvent utilisés dans les applications à basse vitesse et à haute charge, comme les moteurs marins ou les turbines hydrauliques.

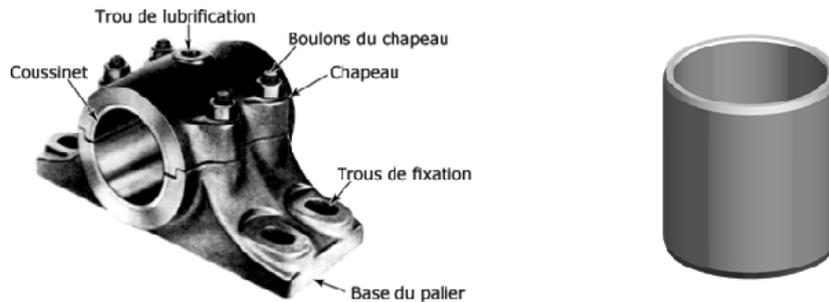


FIG. I.6 : Les Paliers lisses [9]

I.11.2 Paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques utilisent un film de fluide pour supporter l'arbre en rotation. Le fluide est injecté dans le palier à une pression élevée, créant une couche de lubrification qui sépare l'arbre du palier. Cette couche de fluide réduit les frottements et l'usure, tout en absorbant les chocs et les vibrations. Les paliers hydrodynamiques sont couramment utilisés dans les applications à haute vitesse et à faible charge, comme les turbines à vapeur ou les compresseurs alternatifs.



FIG. I.7 : palier hydrodynamique [10]

I.11.3 Paliers aérodynamiques

Les paliers aérodynamiques fonctionnent sur le principe que ceux lubrifiés avec de l'huile. Leur particularité vient de la très faible viscosité des gaz lubrifiants, à la fois avantage et inconvénient, à laquelle s'ajoutent les spécificités apportées par la compressibilité. Ils sont donc utilisés dans des machines de grande précision et de petite taille où se trouvent réunis de grandes vitesses de rotation avec de très faibles jeux (appareils de mesure, industrie médicale). Tout comme le palier hydrodynamique, le palier aérodynamique peut engendrer des vibrations auto-entretenuës différentes des vibrations forcées dues à des forces d'excitation extérieures (balourd par exemple). Les vibrations auto-entretenuës existent, même en l'absence de forces extérieures excitant le système rotor-paliers. Elles proviennent d'un mécanisme interne au palier, transformant une partie de l'énergie de rotation en énergie de vibrations. [11]



FIG. I.8 : paliers aérodynamiques [12]

I.11.4 Paliers aérostatiques

Les paliers aérostatiques sont des paliers circulaires prévus avec des alvéoles alimentées par des orifices. Tout comme les paliers aérodynamiques circulaires, ils sont utilisés pour réaliser le guidage en rotation d'un arbre mais ils ont l'avantage d'avoir une capacité portante importante, une raideur dynamique et un amortissement à vitesse de rotation nulle grâce à l'alimentation sous pression. Les problèmes rencontrés dans la conception du palier sont liés à l'instabilité pneumatique. Les solutions pour contrecarrer le problème d'instabilité aérostatique sont également :

- Utilisation des alvéoles d'alimentation peu profondes et avec un volume réduit. Pour les paliers aérostatiques, la condition de démarrage sous charge n'a plus de signification et il est courant d'éliminer complètement l'alvéole. Le palier est alors alimenté par des orifices inhérents débouchant directement dans le film mince.
- Augmentation du rapport P_r/P_s en utilisant des orifices de diamètre 4 à 5 fois supérieurs au jeu radial.[13]

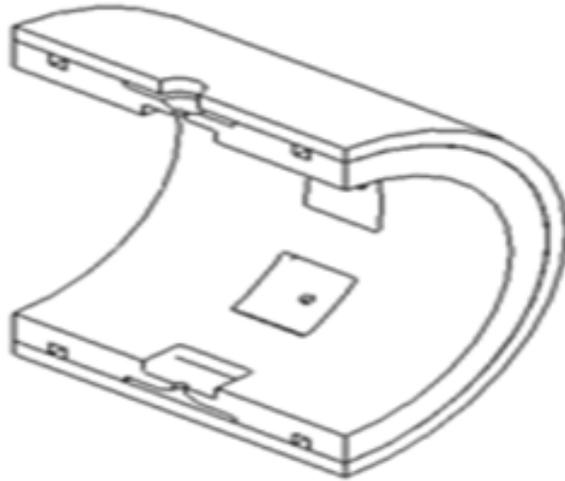


FIG. I.9 : palier aérostatique [14]

I.11.5 Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques utilisent des champs magnétiques pour supporter l'arbre en rotation sans aucun contact physique avec le palier. Cela permet d'éliminer complètement les frottements et l'usure, ce qui peut améliorer considérablement la durée de vie et la fiabilité du système. Les paliers magnétiques sont souvent utilisés dans les applications à très haute vitesse, comme les turbines à gaz ou les compresseurs centrifuges.



FIG. I.10 : palier magnétique [15]

I.11.6 Roulement

Les paliers à roulement sont des paliers qui utilisent des billes ou des rouleaux pour réduire les frottements et supporter les charges. Les billes ou les rouleaux sont maintenus en place par une cage, qui empêche leur contact direct avec l'arbre en rotation. Les paliers à roulement sont couramment utilisés dans les applications à haute vitesse et à faible charge, comme les moteurs électriques ou les boîtes de vitesses automobiles.



FIG. I.11 : Roulement [16]

I.11.7 Paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse [17]. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort-amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable [18].

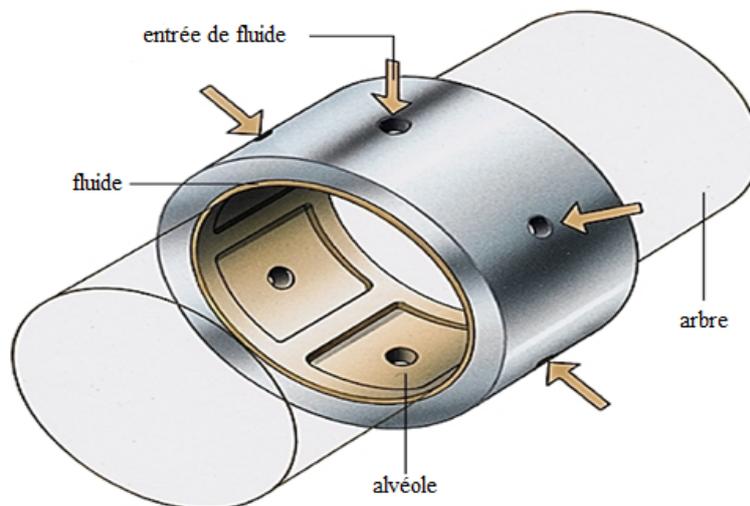


FIG. I.12 : palier hydrostatique [19]

Les paliers hydrostatiques peuvent être classés en fonction de la direction de la charge qu'ils peuvent porter. Ainsi, nous avons :

- Palier à butées
- Paliers radiaux (paliers lisses).
- Paliers multidirectionnels.

I.12 Historique

La première utilisation était faite par L. D. Gérard en 1865 [20] ; ce dernier utilisait ce type de palier dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatique plats.

En 1917, Lord Rayleigh [21], fut le premier à présenter l'analyse d'un système hydrostatique en calculant la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale.

En 1948, Gérard [22], a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur, selon la pression d'alimentation, était comprise entre 5.107 et 108. Ces paliers ont été utilisés sur des broches et de rectifieuses de grande précision.

En 1949, Shaw et Mack [23], proposent de calculer les caractéristiques statiques d'un palier hydrostatique en supposant des variations linéaires de la pression dans l'espace inter alvéoles et entre les alvéoles et le bord du palier. Parmi les travaux les plus récents.

En 2007, Bouzidane [24], fait l'étude d'un palier hydrostatique à quatre patins hydrostatiques alimentés par un fluide électro-rhéologique, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques.

I.13 Domaine d'application des paliers hydrostatiques

Le domaine d'application des paliers hydrostatiques est celui des mouvements lents, sans à-coup et de haute précision tels que :

- Les télescopes et grande antennes radars, qui doivent se déplacer très lentement et de façon régulière. Les cylindres pour broyeurs de minerai, dans lesquels les températures ambiantes sont très élevées.
- Les machines-outils de précision et les machines de contrôle, où une grande précision de centrage et une grande rigidité sont nécessaire
- Les turbopompes, utilisées pour véhiculer des fluides cryogéniques à très basse température et animées de grandes vitesses de rotation.
- Les dispositifs de mesure sur machines d'essai, qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesure précisément les efforts.

I.14 Les avantages et les inconvénients d'un palier hydrostatique

I.14.1 Les avantages

- L'absence d'usure.
- Un coefficient de frottement très faible

- Une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis, malgré des fluctuations de charge importantes.
- L'inexistence de concentrations de contraintes car, la pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface.
- Les défauts de forme des surfaces en présence ayant moins d'importance qu'en régime hydrodynamique, car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, c'est-à-dire de la distribution d'épaisseur de film et non pas de l'épaisseur en un point
- L'existence d'un film lubrifiant quel que soit la vitesse des surfaces, même au démarrage, il n'y a pas de contact métal- métal , l'usure est donc théoriquement nulle et la durée de vie du mécanisme est infinie.

I.14.2 Les inconvénients

Les inconvénients majeurs des paliers hydrostatiques sont :

- Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc .
- La fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces. Il existe une grande variété de géométries de paliers hydrostatiques et de stratégies potentielles pour contrôler les pressions.

I.15 Dynamique des rotors

I.15.1 Définition

La dynamique des rotors des machines tournantes est une branche de la dynamique des systèmes tournants en particulier des ensembles mécaniques dans lesquels au moins une partie généralement définie comme rotor tourne à une vitesse angulaire autour d'une ligne de rotation [25].

I.15.2 Historique

L'histoire de la dynamique des rotors s'étend sur au moins 140 ans. Elle commence avec l'apparition du premier article sur la dynamique des rotors publié en 1869 par William John Macquorn Rankine dans le journal 'The Engineer', dont l'intitulé est 'On the centrifugal force on rotating shafts [26].

I.15.3 Rotors

Un rotor est un corps en rotation entraîné par un arbre et supporté par des paliers. Les composants de rotor sont : l'arbre sur lequel sont montées les parties actives (bobinages, roues, engrenages, etc.). Il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (une

butée axiale et des paliers radiaux); les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers.

I.16 Différents mouvements de rotor

La dynamique des rotors peut être divisée en trois types de mouvement, latéral, longitudinal ou de torsion Latéral appelé aussi dynamique des rotors de pliage et est associé à la courbure du rotor, ou bien de torsion lorsque le rotor tourne autour de son propre axe et longitudinal lorsque les parties du rotor se déplacent dans la direction axiale.

I.17 Caractéristiques des éléments de rotor

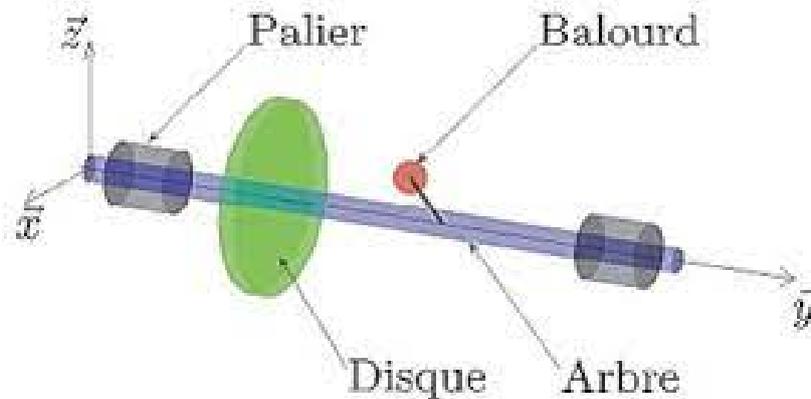


FIG. I.13 : Les éléments de rotor [27]

Les éléments de rotor (arbres, disque, palier, autre) dont les caractéristiques mécaniques et géométriques, ont des influences directes sur le comportement dynamique global de rotor, suivant le phénomène qui lui est envisagé. Dans la plupart des cas des forces non linéaires engendrées par le changement de ces caractéristiques influent directement sur les équations dynamiques de système (rendre en système non linéaire). Nous traitons quelques caractéristiques des éléments de rotor :

I.17.1 Système arbre – disque

Les paramètres géométriques de l'arbre et de disque qui peuvent être influés sur le comportement dynamique de rotor on a :

- L'uniformité de l'arbre (arbre axisymétrique ou non, variations de diamètre).
- L'épaisseur de disque.
- Présence de discontinuité (rotor fissuré).

Les paramètres mécaniques des éléments arbre et disque qui peuvent être influé sur le comportement dynamique de rotor sont :

- La rigidité ou la flexibilité de disque (disque rigide ou déformable).
- L'effet de souplesse de disque.
- La nature de matériau de l'arbre (arbre en matériau composite par exemple)
- L'effet de l'amortissement structurel (arbre viscoélastique).

I.17.2 Le support

Les paramètres qui peuvent être définis les caractéristiques mécaniques et géométriques des supports sont :

- La nature et les types des paliers (roulement à bille, à rouleau, palier magnétique, palier hydrodynamique, palier lisse, palier à patin oscillant, à patin pivot, etc.).
- L'isotropie et l'anisotropie (effet de dissymétrie).
- Le mouvement de support (effet d'embarquement).

I.18 Classifications des rotors

On peut classer les rotors industriels selon deux paramètres :

I.18.1 Selon les paramètres géométriques :

À long arbre

les dimensions de l'arbre sont plus grandes à celui de disque. Il est bien adapté pour modéliser les rotors des différentes machines tournantes industrielles (turbine, générateur, etc.).

Disque rotor

les dimensions du disque sont plus grandes à celles de l'arbre.

Rotor aubage

ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement vibratoire de quelques rotors ayant une structure aubage (hélicoptère, aérogénérateur, fan de turboréacteur, soufflerie industrielle, etc.).

Rotor libre

ce modèle de rotor est caractérisé par l'absence des suspensions (paliers, support).

I.18.2 Selon les paramètres mécaniques

Rotor rigide

un rotor peut être considéré comme rigide lorsqu'il tourne à des vitesses sensiblement inférieures à la vitesse critique associée à la flexion de l'arbre. Ainsi, le rotor rigide possède des paliers souples et il ne se déforme pas en flexion.

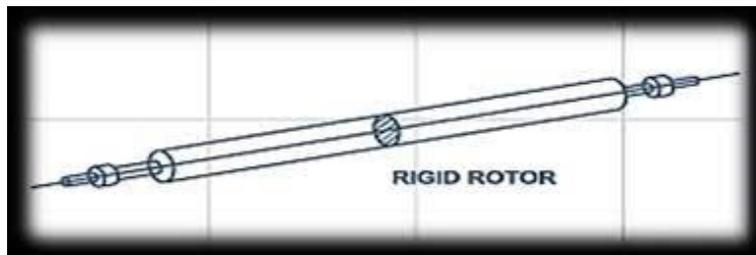


FIG. I.14 : Rotor rigide [28]

Rotor flexible

c'est le modèle de rotor flexible quand il tourne avec des vitesses supérieures à la première vitesse critique en flexion. Ainsi, le rotor flexible possède des paliers rigides et il se déforme en flexion.

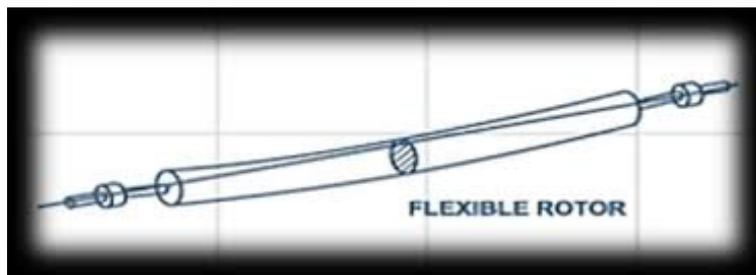


FIG. I.15 : Rotor flexible [28]

Rotor de Jeffcott

C'est un modèle simple (figure I.16) utilisé pour étudier le comportement dynamique en flexion des rotors industriels, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels attachés dans un arbre non massique dans le but de négliger les effets gyroscopiques. Leur comportement dynamique a été étudié par Jeffcott en 1919[29]. ce modèle est très souvent utilisé par les chercheurs dans un but phénoménologique, car il permet

une interprétation plus directe de l'influence de quelque phénomène sur le comportement dynamique de système.

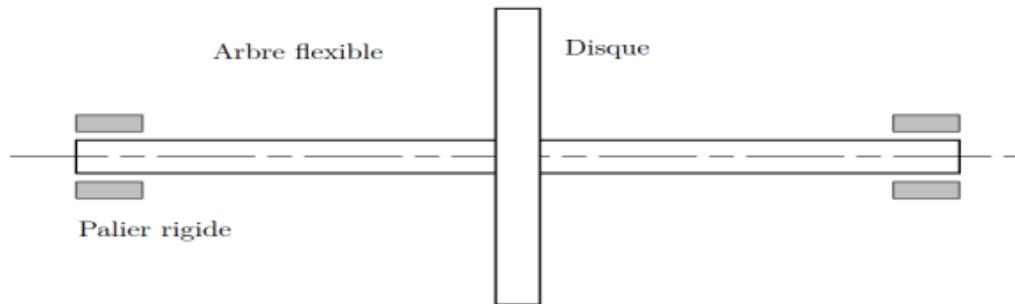


FIG. I.16 : Rotor de Jeffcott [29]

I.19 Contrôle des vibrations de rotors

I.19.1 Contrôle passif

Durant les dernières années, le contrôle des vibrations des rotors rigide ou flexible, a été utilisé dans un nombre croissant d'applications, surtout dans les pompes turbomoléculaires, les compresseurs, les broches tournantes des machines à moleter et les turbines à vapeur. Le réglage passif des paramètres du système n'aboutit généralement pas au comportement dynamique désiré à cause des effets des fortes charges dynamiques. C'est une des raisons pour lesquelles on doit s'intéresser au contrôle des vibrations des rotors.

I.19.2 Contrôle actif

Les paliers intelligents deviennent ainsi un moyen pour contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises aux bâtis lors du passage aux vitesses critiques. L'emploi de l'amortissement par écrasement du film d'huile, appelé également film fluide-amortisseur, ("squeeze film dampers"), constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques.

I.20 Conclusion

Ce chapitre est consacré sur une étude bibliographique sur la lubrification, et aussi nous avons défini le fluide micropolaire, ensuite nous avons parlé de différents types des paliers principalement le palier hydrostatique et leurs principes de fonctionnement.

Enfin nous avons terminé ce chapitre par une partie sur la dynamique des rotors.

Chapitre II

PALIER HYDROSTATIQUE A TROIS PATINS LUBRIFIE PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE

II.1 Introduction

Ce chapitre expose les calculs des caractéristique dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins, lubrifié par un fluide micropolaire , tel que le taux d'amortissement et le coefficient de raideur et le coefficient d'amortissement , à partir du champ de pression dans le film de qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds . La méthode utilisée c'est la méthode analytique dans le contexte du palier hydrostatique infiniment long.

II.2 Palier hydrostatique à trois patins

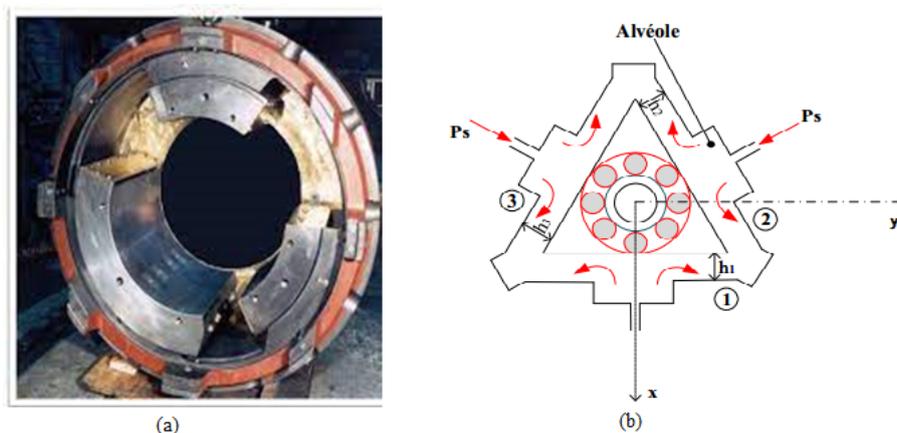


FIG. II.1 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins

Chapitre II. PALIER HYDROSTATIQUE A TROIS PATINS LUBRIFIE PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE

Durant la figure II.1(a) on a une photo real d'un palier à trois patin [30], et pour la la figure II.1(b) nous avons schématisé une ligne d'arbre montée verticalement dans un palier hydrostatique à trois patins. La position du centre de l'arbre est excentrée, les indices 1, 2 et, 3 indiquent les caractéristiques relatif a chaque patin qui par assemblage constituent le palier hydrostatique à trois patins , alimenté en fluide micropolaire par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure à travers des résistances hydrauliques. Nous supposons que la profondeur des alvéoles est suffisante pour permettre l'hypothèse d'une pression constante. Le palier hydrostatique à trois patins est constitué de deux parties :

- Une partie fixe : représentée par trois patins identiques
- Une partie mobile : représentée par le grain mobile

Soit l'épaisseur du film en position centrée :

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°1:

$$h_1 = h_0 - x_1^* \quad (\text{II.1})$$

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°2:

$$h_2 = h_0 - x_2^* \quad (\text{II.2})$$

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°3:

$$h_3 = h_0 - x_3^* \quad (\text{II.3})$$

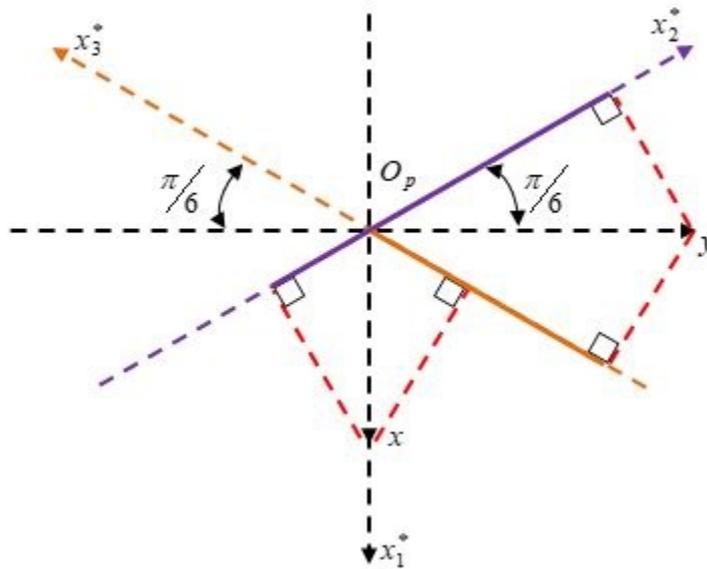


FIG. II.2 : Systém de cordonnée de l'arbre dans le palier(trois patin)

la figure II.2 représent comment obtenir x_1^* x_2^* et x_3^* comme suit :

$$\begin{aligned} x_1^* &= x \\ x_2^* &= -x \sin(\pi/6) + y \cos(\pi/6) \\ x_3^* &= -x \sin(\pi/6) - y \cos(\pi/6) \end{aligned}$$

Et la vitesse d'écrasement du trois patin hydrostatique est obtenue comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{h}_1 &= -\dot{x} \\ \dot{h}_2 &= -\dot{x} \sin(\pi/6) - \dot{y} \cos(\pi/6) \\ \dot{h}_3 &= -\dot{x} \sin(\pi/6) + \dot{y} \cos(\pi/6) \end{aligned}$$

II.3 Les Propriété dynamique

On linéarise le comportement lors de l'étude tout supposant que les déplacements autour de la position d'équilibre statique sont très faibles et l'arbre est rigide. Pour se faire, on doit définir les coefficients de raideur et d'amortissement.

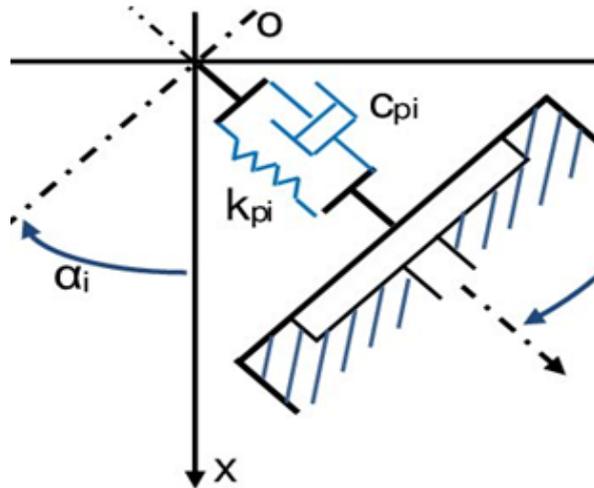


FIG. II.3 : Schématisation de raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique [31]

Pour déterminer les coefficients il faut :

- Connaître la stabilité d'un point de fonctionnement (masse critique).
- Introduire l'effet du film fluide sur la réponse d'une structure (ligne d'arbre soumis à des Sollicitations dynamiques de faible amplitude).
- Rechercher les vitesses critiques de la ligne d'arbre.

a) Coefficient dynamique d'une butée hydrostatique a simple effet :

Si on impose un petit déplacement et une petite vitesse de déplacement au voisinage de la position d'équilibre statique (x_0, y_0) colinéaire à l'axe(0.x), on peut écrire : [32]

$$W_{pi} \left(x_0 + x_i, y_0, \dot{x}_i, \dot{y}_i = 0 \right) = W_{pi} (x_0, y_0, 0, 0) + x_i \left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial x_i} \right)_0 + \dot{x}_i \left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0 + \dots \quad (\text{II.4})$$

On se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (II.4) comme suit :

$$W_{pi} \left(x_0 + x_i, y_0, \dot{x}_i, \dot{y}_i = 0 \right) = W_{pi} (x_0, y_0, 0, 0) = -K_{pi}x_i - C_{pi}\dot{x}_i \quad (\text{II.5})$$

Les coefficients et représentent les coefficients de rigidité et d'amortissement par Présence de film lubrifiant à proximité du point de butée hydrostatique simple effet n°i d'équilibre

statique. Celles-ci sont obtenues après avoir spécifié les équations (II.4) et (II.5) comme suit :

$$K_{pi} = \left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial x_i} \right)_0 \quad (\text{II.6})$$

$$C_{pi} = \left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0 \quad (\text{II.7})$$

Les coefficients de rigidité et d'amortissement sont calculés selon les méthodes suivantes : Différentiation numérique, dans laquelle les dérivées partielles sont calculées numériquement. L'application de cette méthode nécessite les étapes suivantes :

- Recherche de la position d'équilibre statique caractérisée par (x_0, y_0)
- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial x_i} \right)_0$ l'équation est résolue pour position du centre du grain mobile défini par :

$$K_{p1} = -\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} = -\frac{W_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (\text{II.8})$$

Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0$ l'équation est résolue pour chaque position définie par :
 $(x_1 = 0, y_1 = 0, \dot{x}_1 \neq 0, \dot{y}_1 \neq 0)$

$$C_{p1} = -\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = -\frac{W_{p1}(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\dot{x}_1} \quad (\text{II.9})$$

II.4 Les Coefficients dynamiques équivalents

Les caractéristiques dynamiques du palier sont écrites comme suit : [33]

$$[K_p] = \sum_{i=1}^{i=3} K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i) \sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i) \sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (\text{II.10})$$

$$[C_p] = \sum_{i=1}^{i=3} C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i) \sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i) \sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (\text{II.11})$$

Le taux d'amortissement ς dans les directions x et y est exprimé comme suit :

$$\varsigma_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{MK_{eqx}}}, \varsigma_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{MK_{eqy}}} \quad (\text{II.12})$$

II.5 La charge portante

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

$$W_{pi} = \int_{s_1} p_i ds_i = \int_{s_1} p_\alpha ds_1 + 2 \int_{s_2} p_i ds_2 \quad (\text{II.13})$$

Avec :

- S : la surface totale du patin de la butée à simple effet
- S1 : la surface de l'alvéole
- S2: La surface des portées de largeur b1

II.5.1 L'équation de Reynolds modifiée

L'équation de Reynolds permet de calculer la distribution de pression. Cette équation peut être résolues analytiquement, en considérant l'hypothèse particulière d'un palier infiniment long. La procédure intègre les hypothèses suivantes :

- Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les patins du palier
- Les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont représentées sur (figure II.4) :

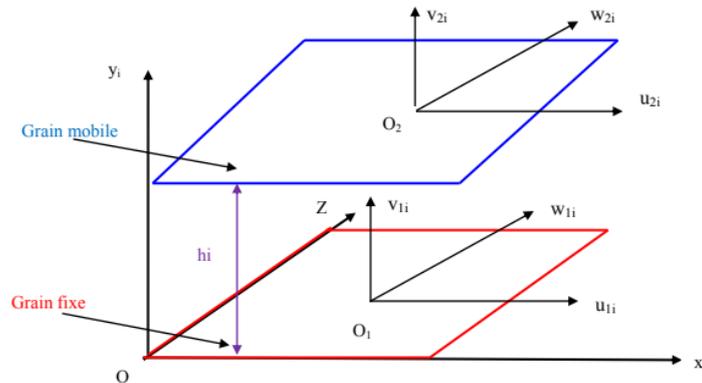


FIG. II.4 : Conditions aux limite d'une butée hydrostatique.

Sur le patin ($y=0$) : $U_{1i} = 0$, $V_{1i} = 0$, $W_{1i} = 0$

Sur le grain mobile ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0$, $V_{2i} = \dot{h}$, $W_{2i} = 0$

Où :

- U_i Suivant la direction X
- V_i Suivant la direction Y
- W_i Suivant la direction Z

Sont des vitesses de surface du patin et du grain mobile relatives à la butée à simple effet n°i Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, et iso visqueux, l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire peut être écrite comme :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (G(h_i, l_m, N)) \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12h_1 \bullet \quad (\text{II.14})$$

$$G(h_i, l_m, N) = \frac{h_i}{\mu} \left[h_i^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h_i \frac{1 + ch(Nh_i/l_m)}{sh(Nh_i/l_m)} \right] \quad (\text{II.15})$$

$$N = \left(\frac{K_v}{2\mu + K_v} \right)^{1/2}, \mu_v = \mu + \frac{1}{2}K_v, l_m = \left(\frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{1/2} \quad (\text{II.16})$$

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"

l_m : caractérise la longueur de l'élément du fluide micropolaire.

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

p_i : est le champ de pression micropolaire pour chaque patin

conditions aux limites

Afin de résoudre l'équation de Reynolds modifiée, on suppose que :

- La pression dans l'alvéole est constante et égal à p_α
- Le débit sortant est égal au débit entrant

II.6 Palier hydrostatique infiniment long

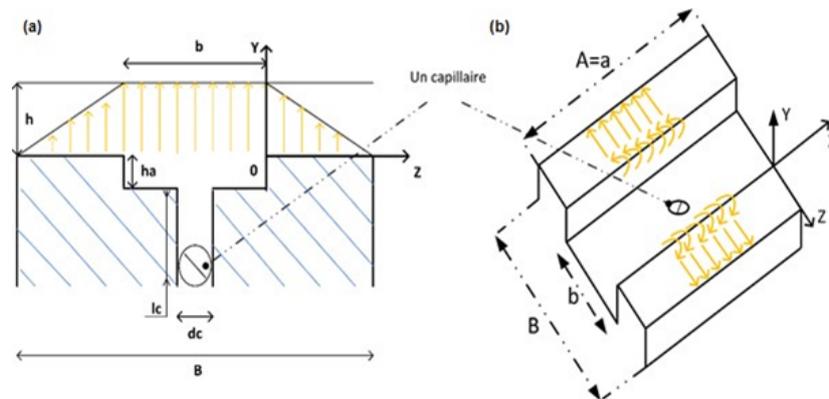


FIG. II.5 : Palier hydrostatique infiniment long [34]

La (figureII.5. a) montre une coupe longitudinale et les détails géométriques d'un palier hydrostatique 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

”dc” est le diamètre du capillaire

La (figure II.5. b) montre un palier hydrostatique infiniment long alimenté par des capillaires où :

”A” correspond à la longueur du palier

”a” correspond à la longueur d’alvéole

”B ” la largeur du patin

II.7 La distribution de pression

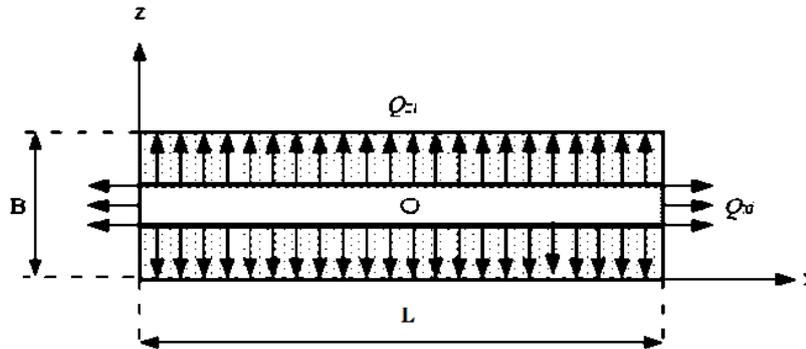


FIG. II.6 : Débit sortant de l’alvéole d’une butée hydrostatique infiniment longue.

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

$$Q_{xi} \ll Q_{zi} \Rightarrow \frac{dp_i}{dx} = 0 \quad (\text{II.17})$$

Par conséquent l’équation de Reynolds

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (G(h_i, l_m, N)) \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12\dot{h}_1 \quad (\text{II.18})$$

Après l’équation (II.19) l’équation de Reynolds écrite comme suit :

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12\dot{h}_1 \quad (\text{II.19})$$

Par double intégration de l'équation (II.20) on obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad (\text{II.20})$$

Avec :

C1 et C2 sont des constantes Avec les conditions aux limites de la pression (Figure II.5) :

Pour $0 \leq Z \leq b_1$:

- $\{p = p_\alpha\}$ Pour $Z=0$
- $\{p = 0\}$ pour $Z= b_1$

On remplace dans L'équation (II.21) :

$$p_\alpha = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (0)^2 + C_1 (0) + C_2 \Rightarrow C_2 = p_\alpha \quad (\text{II.21})$$

$$0 = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1)^2 + C_1 (b_1) + p_\alpha \Rightarrow C_1 = - \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_\alpha}{b_1} \right)$$

On obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 - \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_\alpha}{b_1} \right) Z + p_\alpha \quad (\text{II.22})$$

Pour $-(b_1 + b) \leq Z \leq -b$:

- $\{p = p_\alpha\}$ pour $Z= -b$
- $\{p = 0\}$ pour $Z= -(b_1 + b)$

On remplace dans L'équation (II.21) :

$$p_\alpha = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b)^2 + C_1 (-b) + C_2 \dots \quad (\text{II.23})$$

$$0 = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 - C_1 (b_1 + b) + C_2 \Rightarrow 0 = - \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 + C_1 (b_1 + b) - C_2 \quad (\text{II.24})$$

(II.24) + (II.25) on obtient :

$$p_\alpha = -\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1^2 + 2b_1b) + C_1 (b_1) \Rightarrow C_1 = \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_\alpha}{b_1} \right) \quad (\text{II.25})$$

$$C_2 = \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_\alpha}{b_1} \right) (b_1 + b)$$

$$p_i = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_\alpha}{b_1} \right) Z + \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_\alpha}{b_1} \right) (b_1 + b) \quad (\text{II.26})$$

Après intégration, on obtient :

$$W_{pi} = L \left[(b_1 + b) p_\alpha - \frac{2\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 \right] \quad (\text{II.27})$$

On peut écrire cette relation comme suit :

$$W_{pi} = \beta_i p_s S K_f - \frac{2\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 L \quad (\text{II.28})$$

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

$$K_f = 1 - \left(\frac{b_1}{B} \right) \quad (\text{II.29})$$

β_i : Représente le rapport de la pression qui égale :

$$\beta_i = \left(\frac{p_\alpha}{p_s} \right) \quad (\text{II.30})$$

II.8 Détermination de la pression de l'alvéole

Pour calculer la pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i est effectué par 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 :

$$Q_{ri} = Q_{oi} \quad (\text{II.31})$$

Où :

$$Q_{oi} = Q_{vi} + Q_{szi} \quad (\text{II.32})$$

II.8.1 Débit dus à la variation du volume de l'alvéole

Donné par :

$$Q_{vi} = \frac{dV_i}{dt} \quad (\text{II.33})$$

Avec :

- $V_i = S_i e_i$
- $e_i = h_i + h_\alpha$

Où :

Q_{vi} : débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin.

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

S_i : Surface de l'alvéol

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

h_α : 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 :

$$Q_{vi} = S_i \frac{dh_i}{dt} = S_i \dot{h}_i \quad (\text{II.34})$$

II.8.2 Débit sortant de l'alvéole

La vitesse du fluide est donnée par la relation [35] :

$$u_{zi} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P_i}{\partial z_i} \left[\frac{y_i^2}{2} - \frac{N^2 h_i}{m} \frac{ch(my_i) - 1}{sh(mh_i)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left(y_i - \frac{N^2}{m} \left[sh(my_i) - \frac{(ch(my_i) - 1) ch(mh_i) - 1}{sh(mh_i)} \right] \right) \quad (\text{II.35})$$

Avec :

$$D_2 = - \frac{(1 - N^2) h_i}{2} \frac{\partial p_i}{\mu \partial z_i} \quad (\text{II.36})$$

$$m = \frac{N}{l_m} \quad (\text{II.37})$$

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

$$Q_{szi} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = b) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = -b_1 - b) dy \quad (\text{II.38})$$

$$Q_{szi} = \frac{L \left(p_{\alpha i} G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2 \right)}{6b_1} \quad (\text{II.39})$$

En introduisant le coefficient du débit K_q :

$$K_q = \frac{L}{6b_1} \quad (\text{II.40})$$

On obtient :

$$Q_{szi} = K_q \left(p_{\alpha i} G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2 \right) \quad (\text{II.41})$$

Ou bien :

$$Q_{szi} = K_q \left(\beta_1 p_s G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2 \right) \quad (\text{II.42})$$

II.8.3 Débit à travers une résistance hydraulique

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 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 :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (p_s - p_\alpha) \quad (\text{II.43})$$

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

Soit le coefficient du capillaire K_{pc} :

$$K_{pc} = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \quad (\text{II.44})$$

On obtient :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_\alpha) \quad (\text{II.45})$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique

p_s : La pression d'alimentation.

l_c, d_c : Caractéristiques géométriques du capillaire.

p_α : La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i.

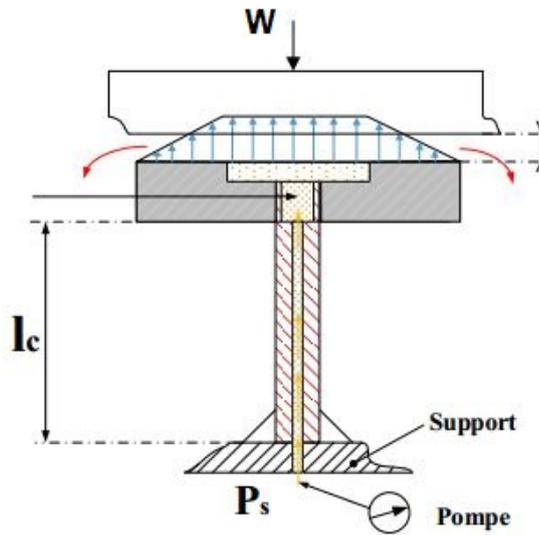


FIG. II.7 : Résistance hydraulique de type capillaire

L'équation (II.46) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_\alpha) = Q_{vi} + Q_{szi} \quad (\text{II.46})$$

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_α : Soit :

$$Q_{ri} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_\alpha) = S_1 \dot{h}_1 + K_q \left(p_\alpha G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2 \right) \quad (\text{II.47})$$

Ainsi donc :

$$p_\alpha = \frac{k_{pc} p_s + \mu \dot{h}_i (6 k_q b_1^2 - S_1)}{k_q \mu G(h_i, l_m, N) + k_{pc}} \quad (\text{II.48})$$

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre , nous avons introduit la recherche sur les paliers hydrostatique à trois patins lubrifié par un fluide micropolaire .

Et nous avons résolu l'équation de Reynolds analytiquement dans le contexte d'un palier infiniment long pour calculer la distribution de la pression .

Chapitre III

Résultats et interprétation

III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons et interprétons les résultats obtenus concernant l'influence des paramètres du fluide micropolaire sur le coefficient d'amortissement, coefficient de raideur et le taux d'amortissement.

Les caractéristiques principales du palier hydrostatique et de lubrifiant sont :

- Dimensions de chaque patin et de chaque alvéole : longueur du patin L , et largeur du patin B longueur d'alvéole a , et largeur d'alvéole b
 $L / B = 6$; $a / L = 1$; $b / B = 0.5$
- Les paramètres géométriques des résistances hydrauliques type capillaire : longueur : $l_c = 0.058$ m , diamètre : $d_c = 0.0012$ m.
- La pression d'alimentation : $p_s = 10$ bar
- La viscosité dynamique : $\mu = 0.0135$ Pa.s

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

III.2.1 Influence sur le coefficient de raideur

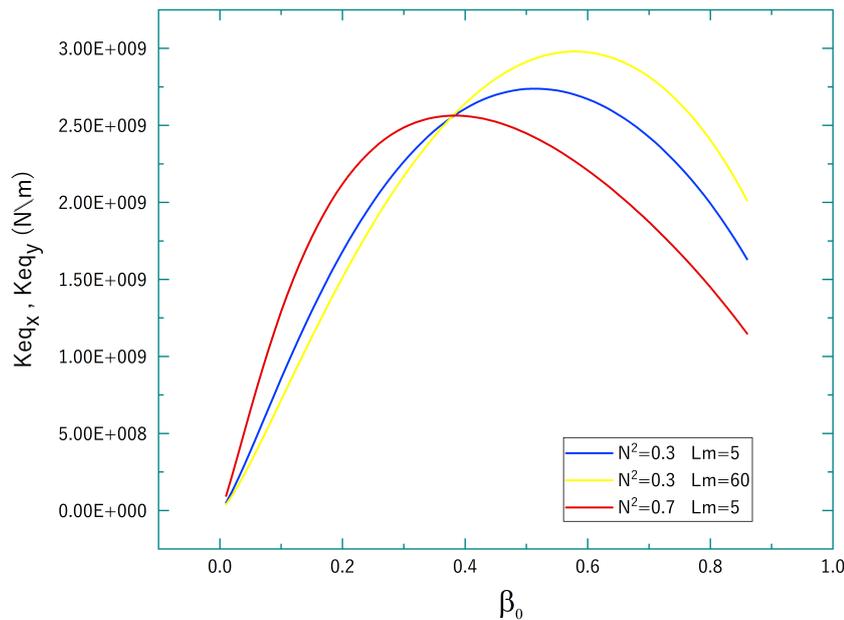


FIG. III.1 : Variation du coefficient de raideur en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$

La figure III.1 représente la variation du coefficient de raideur en fonction de β_0 pour différentes valeurs de N^2 et L_m avec $\varepsilon=0.2$, on remarquant, pour les valeurs de $\beta_0 \leq 0.4$, le coefficient de raideur augmente, et quand les valeurs de $\beta_0 \geq 0.4$, le coefficient de raideur diminue, et pour la variation de N et L_m , on effectue ce coefficient.

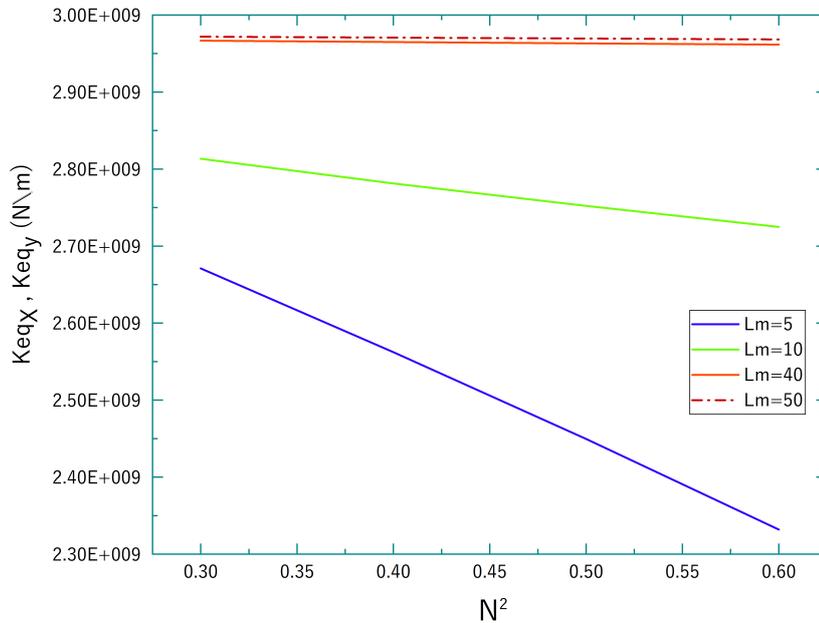


FIG. III.2 : Variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différentes valeurs de L_m avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$

La figure III.2 représente la variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différentes valeurs de L_m avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$. On remarque que pour les valeurs de $L_m \leq 5$ on a une diminution notable du coefficient de raideur, et pour $L_m=10$ on a une légère diminution du coefficient de raideur. Quand la valeur de L_m se dépasse 40 le coefficient de raideur commence à l'augmentation.

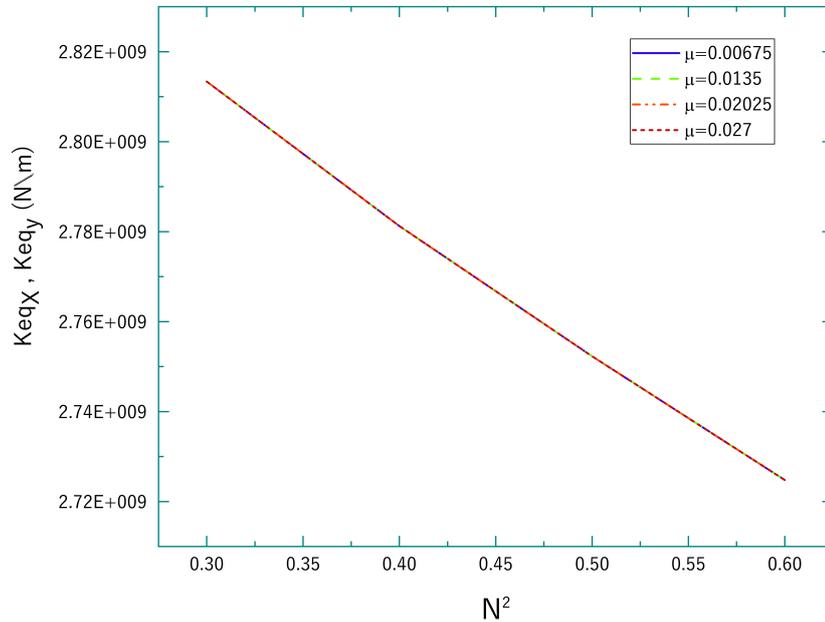


FIG. III.3 : Variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$

La figure III.3 représente la variation du coefficient de raideur en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$. On remarque que, plus les valeurs de N^2 sont élevées, on a une diminution rapide du coefficient de raideur, donc la variation de N^2 a un effet sur le coefficient de raideur, et la variation de viscosité μ , n'affecte pas ce coefficient.

III.2.2 Influence sur le coefficient d'amortissement

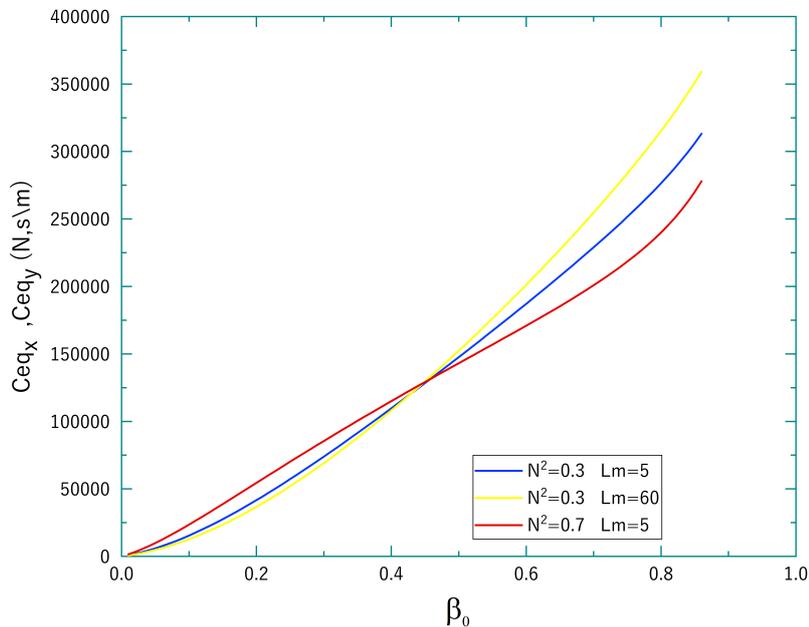


FIG. III.4 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$

La figure III.4 représente la variation du coefficient d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$. On remarque, quand les valeurs de β_0 augmentent le coefficient d'amortissement augmente, et pour n'importe valeur de N^2 et Lm , l'augmentation de β_0 engendre une augmentation de ce coefficient.

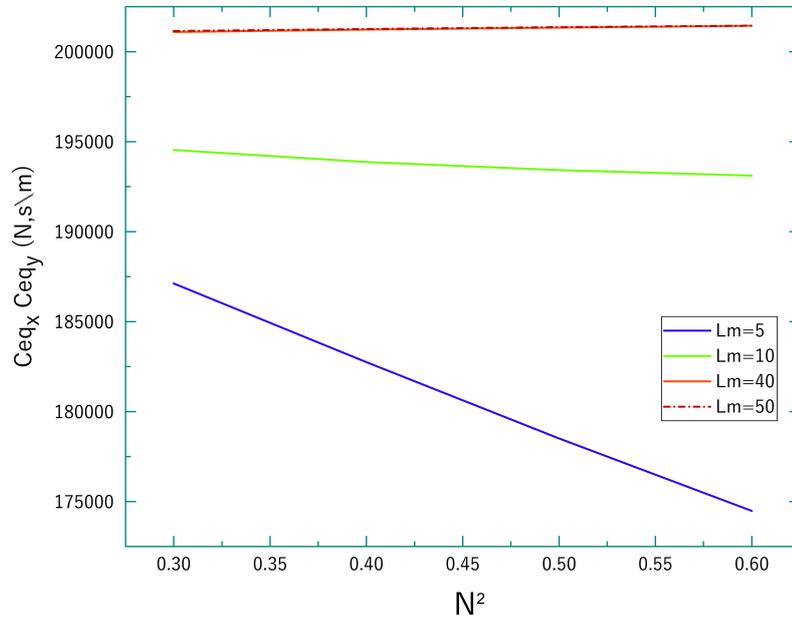


FIG. III.5 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$

La figure III.5 représente la variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$. On remarque que pour les valeurs de $Lm \leq 5$ on a une diminution notable du coefficient d'amortissement, et pour $Lm=10$ on a une légère diminution du coefficient d'amortissement. Quand la valeur de Lm se dépasse 40 le coefficient d'amortissement ça commence à l'augmentation

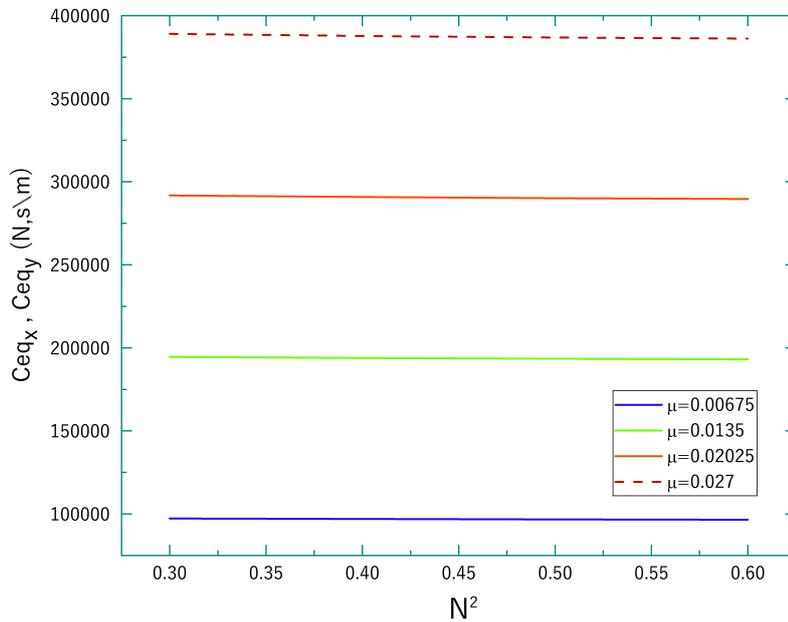


FIG. III.6 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$

La figure III.6 représente la variation du coefficient d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$. On remarque que le coefficient d'amortissement augmente avec la viscosité croissante, et la variation de N^2 n'affecte pas ce coefficient.

III.2.3 Influence sur le taux d'amortissement

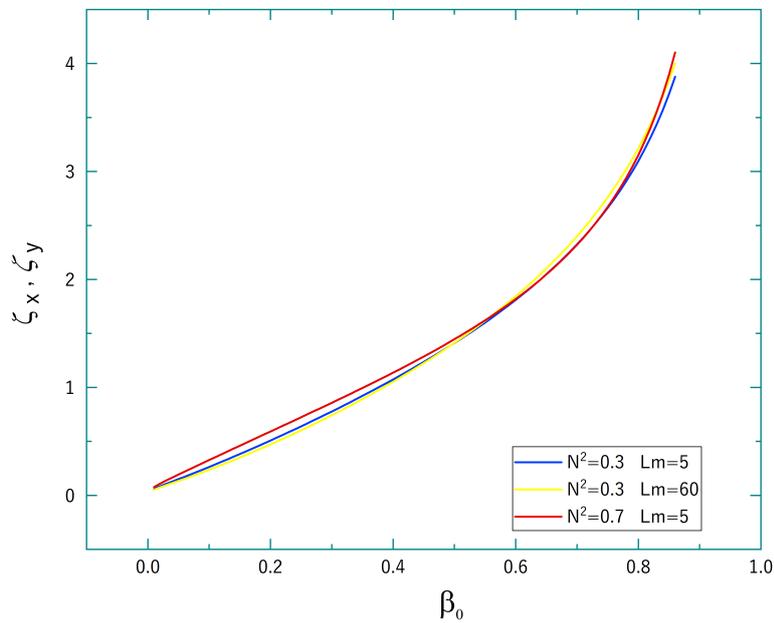


FIG. III.7 : Variation du taux d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$

La figure III.7 représente la variation du taux d'amortissement en fonction de β_0 pour différente valeur de N^2 et Lm avec $\varepsilon=0.2$. On remarque que, l'augmentation de β_0 entraîne une augmentation du taux d'amortissement pour différente valeur de N^2 et Lm

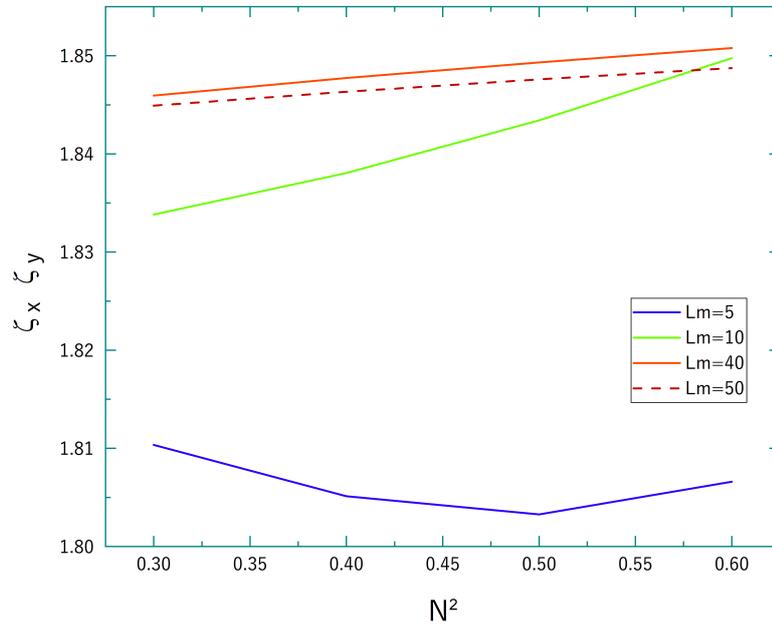


FIG. III.8 : Variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$

La figure III.8 représente la variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$. On remarque pour $Lm = 5$, la variation de N^2 $[0.3 \ 0.5]$, on a une diminution du taux d'amortissement, et pour N^2 $[0.5 \ 0.6]$, on a une augmentation du taux d'amortissement, et quand, $Lm \geq 10$ on remarque que on a une augmentation du taux d'amortissement.

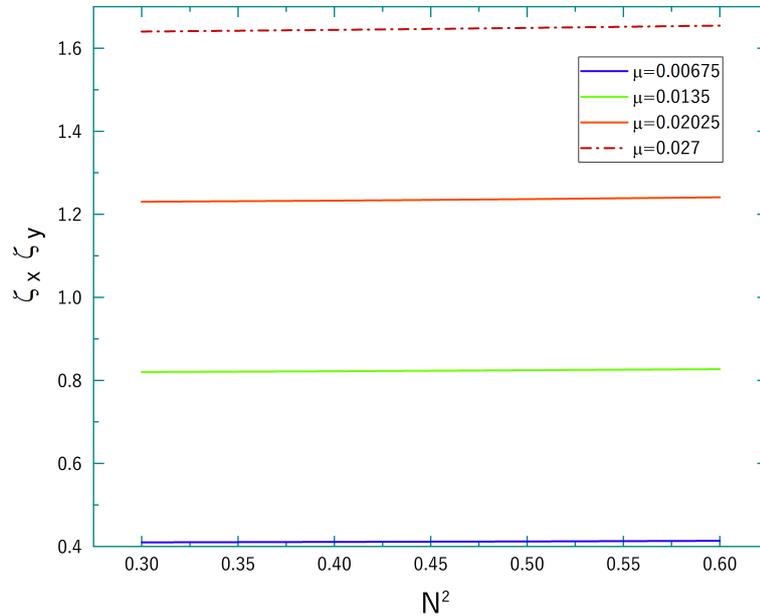


FIG. III.9 : Variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$

La figure III.9 représente la variation du taux d'amortissement en fonction de N^2 pour différente valeur de μ avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0.6$ et $Lm = 10$. On remarque que le taux d'amortissement augmente avec la viscosité croissante (quand la viscosité augmente, le taux d'amortissement augmente), et la variation de N^2 n'affecte pas ce coefficient.

III.3 conclusion

Dans ce dernier chapitre, nous avons présenté et interprété les résultats, on s'intéresse plus particulièrement à l'étude de l'influence du nombre de couplage, la longueur caractéristique du fluide micropolaire et la viscosité sur les paramètres dynamiques, "le coefficient de raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement".

CONCLUSION GÉNÉRAL

CONCLUSION GÉNÉRAL

L'objectif de ce mémoire est d'étudier l'impact des caractéristiques de fluide micropolaire sur le comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patin, donc nous avons étudié les effet micropolaire sur le coefficient d'amortissement, coefficient de raideur et le taux d'amortissement, sur la base des résultats obtenus, on peut déduire les conclusions suivantes :

- Quand la valeur $Lm \leq 5$, l'augmentation de nombre de couplage N^2 engendre une diminution de coefficient de raideur et coefficient d'amortissement.
- Quand la valeur de $Lm \geq 40$, l'augmentation de nombre de couplage N^2 engendre une augmentation de coefficient de raideur et coefficient d'amortissement.
- l'augmentation de nombre de couplage N^2 engendre une diminution de coefficient de raideur pour defferentes valeurs de viscosité μ
- Pour des valeurs de viscosité élevés, on a une augmentation de coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement.
- Enfin après les résultats obtenus, nos résultats indiquent que les caractéristiques du fluide micropolaire ont des effets significatifs sur le comportement dynamique du palier hydrostatique à trois patins. Il est donc essentiel de choisir soigneusement ces paramètres , afin d'éviter les dégâts matériels et d'optimiser les configurations des appareils.

Références

Références

- [1] Emna SGHAIER “Dynamique des rotors à très hautes vitesses en régime non stationnaire – Identification par le filtre de Kalman“ Thèse de doctorat de l’université Paris-Saclay. Thèse présentée et soutenue à Saint-Ouen, le 10 mars 2020,
- [2] Bell J C. Gasoline engine valve train design evolution and the antiwear requirement of motor oils. J Engine Tribology, ProcInst Mech Engrs, part J (1998) 243 -257.
- [3] ABED,A.,BOUZIDANE, A., THOMAS, M. ZAHLOUL, H. 2016. Performance characteristics of a three-pad hydrostatic squeeze film damper compensated with new electrorheological valve restrictors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology,
- [4] Coy RC. Practical applications of lubrication models in engines. New Dir Tribology,MEP. (1997) 197 - 209.
- [5] Jean AYEL Technique de l’ingénieur Lubrifiants - Propriétés et caractéristiques.10 août 1996
- [6] Benariba Aboubakeur. Contribution à l’étude de la lubrification micro polaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun Tiaret ; 2017-2018.
- [7] <http://dSPACE.univ-tiaret.dz/bitstream/123456789/4302/1/TH.M.GM.FR.2020.57.pdf>
- [8] <https://www.mecadrums.com/autres-produits-pour-convoyeurs-a-bande/paliers-pour-rouleaux-de-convoyeur-a-bande/>
- [9] <https://www.maxicours.com/se/cours/paliers-lisses-pour-coussinets/>
- [10] <https://www.you-industrie.com/technologie/paliers-hydrodynamiques/>
- [11] STEPHAN, P., IORDANOFF, Y. Butées et paliers aérodynamiques. Rapport, 1996. Techniques de l’ingénieur.
- [12] <https://www.epfl.ch/labs/lfmi/projects/accomplished-projects/paliers-aerodynamiques/>
- [13] ARGHIR, M. (2011) .Butées et paliers aérostatiques. Techniques de l’Ingénieur
- [14] <http://nuxeo.edel.univ-poitiers.fr/nuxeo/site/esupversions/7fbb3826-67ac-42d2-8e54-b511b031d9ab>
- [15] https://sitelec.org/download_page.php?filename=download/palier_magnetique.pdf
- [16] <https://www.directindustry.fr/prod/jtekt/product-19004-1028037.html>
- [17] Jean Frêne et al. Lubrification hydrodynamique : Paliers et butées. Eyrolles (1990)
- [18] Bouzidane A., 2007, « Conception D’un Palier Hydrostatique Intelligent Pour

Contrôler Les Vibrations De Rotors » Thèse de Doctorat, Ecole de technologie supérieure Université de Québec.

[19] https://www.larousse.fr/encyclopedie/images/Palier_hydrostatique/1001745

[20] Grand dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse, Tome 12, pp, 63,1865.

[21] Rayleigh, L. (1917). VIII. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 34(200), 94-98.

[22] Gérard P, “ Le palier fluide“, Mémoire des ingénieurs Civils de France, 1949, pp.106-134.

[23] Shaw, M. C., Macks, E. F. (1949). Analysis and lubrication of bearings. McGraw-Hill Boo.

[24] Bouzidane, A. (2007). Conception d’un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).

[25] G. Genta, ‘Dynamic of rotating systems’, Mechanical Engineering series, Edition Springer, 2005.

[26] J.S. Rao, ”History of Rotating Machinery Dynamics”, History of Mechanism and Machine, Science Series, Vol. 20, Springer Science Business Media B.V. 2011.

[27] Trésor Kanyiki « Département d’électromécanique, Faculté Polytechnique, Université de Lubumbashi, République Démocratique du Congo, tresorkanyiki@gmail.com »

[28] <http://dspace.univ-tiaret.dz/bitstream/123456789/3975/1/TH.M.GM.FR.2020.02.pdf>

[29] H.Jeffcott “the lateral vibration of loaded shafts in the neighbour hood of wirling speed-the effect of want of balance” Phil.Mag, vol 37.no 6.pp.304-314,1919

[30] <https://code-aster.org/V2/UPLOAD/DOC/Presentation/06-helene-expose.pdf>

[31]<https://www.researchgate.net/figure/Schematisation-de-la-raideur-et-lam-ortissement-pour-une-butée-hydrostatiquefig23322466222>.

[32] ABED,A.,BOUZIDANE, A., THOMAS, M. ZAHLOUL, H. 2016. Performance characteristics of a three-pad hydrostatic squeeze film damper compensated with new electrorheological valve restrictors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology, 1350650116683622.

[33] Bouzidane A. ” Conception d’un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ”, Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007

[34] Benariba Aboubakeur. Contribution à l’étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret ;2017-2018.

[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.

Résumé

ملخص

في هذا العمل ، قدمنا دراسة تحليلية لمحمل هيدروستاتيكي ثلاثي الوسادات يتم تغذيته أو تشحيمه بواسطة سائل ميكروبولار من خلال أنبوب شعري ، حيث استخدمنا معادلة رينولدز المعدلة وتم حلها بالطريقة التحليلية لإيجاد توزيع الضغط داخل المساند درسنا أيضًا تأثير خصائص السائل الميكروبولار على الخصائص الديناميكية للحامل الهيدروستاتيكي

كلمات مفتاحية : سائل ميكروبولار, حامل هيدروستاتيكي , معادلة رينولدز المعدلة , الطريقة التحليلية

Résumé

Dans ce travail, nous avons présenté une étude analytique d'un palier hydrostatique à trois patin qui alimenté ou lubrifié par un fluide micropolaire à travers un capillaire, Ensuite, nous avons utilisé l'équation de Reynolds modifiée, elle a été résolue en utilisant la méthode analytique, pour trouver la distribution de pression Nous avons également étudié, effet des caractéristiques du fluide micropolaire sur les propriétés dynamiques du palier hydrostatique.

Mots clés : fluide micropolaire , palier hydrostatique , equation de Reynolds modifiée , méthode analytique

Absctarct

In this work, we presented an analytical study of a hydrostatic three-pad bearing, which is fed or lubricated by a micropolar fluid through a capillary. Then we used the modified Reynolds equation, it was solved using the analytical method, to find the pressure distribution We also studied the effect of the characteristics of the micropolar fluid on the dynamic properties of the journal hydrostatic bearing.

Keywords : micropolar fluid , journal hydrostatic bearing , modified Reynolds equation , analytical methode