

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 dynamique et statique d'un palier  
hydrostatique lubrifié par un fluide  
micropolaire.

Préparé par :

BENSAAD Bilal Soufiane  
YOUSFI Mokhtar

Soutenu publiquement le : 13 / 07 / 2021, devant le jury composé de :

Pr. BOUZIDANE Ahmed	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
Pr. SAD CHEMLOUL Noureddine	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Dr. AKERMI Nasreddine	MCB (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Dr. BENARIBA Aboubakeur	MCB (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant
Dr. ABOUCHIGHIBA Hicham	MCB (Univ. Ibn Khaldoun)	Co-Encadrant

Année universitaire : 2020 - 2021

# *Dédicace*

*A nos chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur tendresse, et leur soutien tout au long de nos études...*

*A nos chers sœurs et frères pour leurs encouragements permanents, et leur soutien...*

*A tous ceux qui nous ont encouragés et aidés.*

*Bilal, Mokhtar.*

# *Remerciements*

*On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer de terminer ce mémoire.*

*Tout d'abord, nous remercions notre encadreur*

***Mr. BENARIBA Aboubakeur** pour ses efforts, son soutien et son bon encadrement, et ce fut un honneur de travailler avec lui.*

*Nous remercions également notre encadreur*

***Mr. ABOUCHIGHIBA Hicham.***

*Nous remercions également les membres du jury.*

*Enfin, nous remercions tous les professeurs de l'université*

*Ibn-Khaldoun, et tous ceux qui nous ont aidés.*

<b>Dédicace</b> .....	<b>II</b>
<b>Remerciements</b> .....	<b>III</b>
<b>Table des matières</b> .....	<b>IV</b>
<b>Liste des figures</b> .....	<b>VII</b>
<b>Nomenclatures</b> .....	<b>IX</b>
<b>Introduction générale</b> .....	<b>1</b>

## Chapitre I : Étude bibliographique

I.1. Introduction .....	4
I.2. Généralités sur les butées et les paliers lisses .....	4
I.3. Définition d'un palier .....	4
I.4. Classification des butées et paliers lisses .....	5
I.4.1. Butées et paliers simples .....	5
I.4.2. Palier hydrodynamique .....	6
I.4.3. Butées et paliers à roulements .....	8
I.4.4. Palier hydrostatique.....	10
I.4.4.1. Historiquement.....	10
I.4.4.2. Palier à butées .....	12
I.4.4.3. Patins radiaux .....	13
I.4.4.4. Patins à multi direction .....	13
I.4.4.5. Palier hydrostatique à quatre patins .....	14
I.5. Lubrification d'un palier hydrostatique .....	14
I.5.1. Principes de la lubrification hydrostatique .....	15
I.5.1.1. Dans les systèmes à débit constant.....	16
I.5.1.2. Dans les mécanismes à pression constante .....	16
I.5.2. Résistances hydrauliques.....	18
I.5.2.1. Résistance hydraulique de type capillaire.....	18
I.5.2.2. Résistance hydraulique de type orifice.....	19
I.5.3. Avantages de lubrification hydrostatique des paliers.....	20
I.5.4. Les lubrifiants.....	20
I.5.5. Fluide newtonien et non-newtonien.....	20

## Table des matières

---

I.6. La lubrification micropolaire .....	21
I.6.1. Définition .....	21
I.6.2. Les équations de la lubrification micropolaire .....	22
I.6.3. Hypothèse et démonstration .....	23
I.6.4. Quelques applications de la lubrification micropolaire .....	27
I.7. Dynamique de rotor .....	28
I.7.1. Modèles de rotors.....	29
I.7.2. Rotor rigide.....	29
I.7.3. rotor flexible .....	29
I.8. Conclusion.....	30

## CHAPITRE II. Palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire

II.1. Introduction .....	32
II.2. Étude d'un palier hydrostatique à quatre patins .....	32
II.2.1. Butée hydrostatique à simple effet .....	32
II.2.2. L'équation de Reynolds modifiée .....	32
II.2.3. Description du palier infiniment long .....	34
II.3. La distribution de pression .....	34
II.3.1. Débit du lubrifiant .....	37
II.3.1.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z .....	37
II.3.1.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole .....	38
II.3.1.3. Débit de résistance hydraulique de type capillaire .....	38
II.3.2. La pression d'alvéole .....	39
II.3.3. La charge portante .....	41
II.4. Description d'un palier hydrostatique à quatre patins .....	42
II.4.1. L'épaisseur du film lubrifiant.....	42
II.4.2. Vitesse d'écrasement .....	42
II.4.3. Le débit total .....	43
II.4.4. Dynamique de rotor .....	43
II.5. Méthode non linéaire .....	44
II.6. Méthode d'intégration numérique .....	44
II.7. Méthode de NEWMARK .....	44
II.8. Conclusion .....	45

**CHAPITRE III. Résultats et interprétations**

III.1. Introduction .....	47
III.2. Les paramètres géométriques .....	47
III.3. Organigramme de calcul .....	47
III.4. Étude statique et dynamique d'un palier hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire .....	49
III.4.1. L'étude statique .....	49
III.4.1.1. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ Sur le débit sortant $Q_s$ .....	49
III.4.1.2. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur le débit sortant $Q_s$ .....	50
III.4.1.3. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur le débit sortant $Q_s$ .....	51
III.4.1.4. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur la charge statique $W_0$ .....	52
III.4.1.5. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur la charge statique $W_0$ .....	53
III.4.1.6. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur la charge statique $W_0$ .....	54
III.4.2. L'étude dynamique .....	55
III.4.2.1. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$ .....	55
III.4.2.2. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$ .....	56
III.4.2.3. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$ .....	57
III.4.2.4. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur force transmise $F_T$ .....	58
III.4.2.5. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur la force transmise $F_T$ .....	59
III.4.2.6. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur la force transmise $F_T$ .....	60
III.4.2.7. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur le débit total $Q_T$ .....	61
III.4.2.8. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur le débit total $Q_T$ .....	62
III.4.2.9. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur le débit total $Q_T$ .....	63
III.5. Conclusion .....	63
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>64</b>
<b>Références bibliographique .....</b>	<b>65</b>
<b>Résumé .....</b>	<b>66</b>

## Liste des figures

---

Figure I.1 Arbre de transmission sur un palier [3].....	5
Figure I.2 Un palier hydrodynamique [3]. .....	7
Figure I.3 Palier à roulements [4].....	10
Figure I.4 Palier hydrostatique [3].....	11
Figure I.5 Palier a butée [3].....	12
Figure I.6 Patins radiaux [10]. .....	13
Figure I.7 Patins à multi direction [10].....	13
Figure I.8 Palier hydrostatique à quatre patins.....	14
Figure I.9 Une butée hydrostatique.....	15
Figure I.10 Schématisation d'une butée hydrostatique.....	16
Figure I.11 Alimentation à débit constant.....	17
Figure I.12 Alimentation à pression constante.....	18
Figure I.13 Résistance hydraulique de type capillaire. ....	19
Figure I.14 Résistance hydraulique de type orifice.....	19
Figure I.15 Géométrie et cinématique du contact.....	25
Figure I.16 Rotor monté sur un palier [3].....	28
Figure I.17 Rotor d'un compresseur [3]. .....	28
Figure II.1 Butée hydrostatique à simple effet.....	32
Figure II.2 Conditions aux limites du palier hydrostatique.....	33
Figure II.3 Palier hydrostatique infiniment long.....	34
Figure II.4 Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.....	35
Figure II.5 Résistance hydraulique de type capillaire.....	39
Figure II.6 Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.....	42
Figure III.1 Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec une fluide micropolaire.....	47

## Liste des figures

Figure III.2 Variation de débit sortant $Q_s$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $l_c$ avec ( $\beta_0 = 0,4 . P_s = 5 \text{ bar} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	49
Figure III.3 Variation de débit sortant $Q_s$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $d_c$ avec ( $\beta_0 = 0,4 . P_s = 5 \text{ bar} . l_c = 12\text{cm}$ ).....	50
Figure III.4 Variation de débit sortant $Q_s$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $P_s$ avec ( $\beta_0 = 0,4 . l_c = 12\text{cm} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	51
Figure III.5 Variation de la charge statique $W_0$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $l_c$ avec ( $\beta_0 = 0,4 . P_s = 5 \text{ bar} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	52
Figure III.6 Variation de la charge statique $W_0$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $d_c$ ( $\beta_0 = 0,4 . P_s = 5 \text{ bar} . l_c = 12\text{cm}$ ).....	53
Figure III.7 Variation de la charge statique $W_0$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $P_s$ ( $\beta_0 = 0,4 . l_c = 12\text{cm} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	54
Figure III.8 Variation de l'amplitude de vibration $\tilde{A}$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $l_c$ avec ( $N^2 = 0,7 . \omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	55
Figure III.9 Variation de l'amplitude de vibration $\tilde{A}$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $d_c$ avec avec ( $N^2 = 0,7 . \omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . l_c = 12\text{cm}$ ).....	56
Figure III.10 Variation de l'amplitude de vibration $\tilde{A}$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $P_s$ avec avec ( $N^2 = 0,7 . \omega = 8500 \text{ trpm} . l_c = 12\text{cm} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	57
Figure III.11 Variation de la force transmise $F_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $l_c$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	58
Figure III.12 Variation de la force transmise $F_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $d_c$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . l_c = 12\text{cm}$ ).....	59
Figure III.13 Variation de la force transmise $F_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $P_s$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . l_c = 12\text{cm} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	60
Figure III.14 Variation du débit total $Q_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $l_c$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	61
Figure III.15 Variation du débit total $Q_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $d_c$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . P_s = 5 \text{ bar} . l_c = 12\text{cm}$ ).....	62
Figure III.16 Variation du débit total $Q_T$ en fonction de $L_m$ pour différentes valeurs de $P_s$ avec ( $N^2 = 0,7$ et $\omega = 8500 \text{ trpm} . l_c = 12\text{cm} . d_c = 1,2\text{mm}$ ).....	63

## Nomenclatures

---

$A$	longueur du patin [ $m$ ].
$B$	largueur du patin [ $m$ ].
$a$	longueur d'alvéole [ $m$ ].
$b$	largeur d'alvéole [ $m$ ].
$d_c$	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 [ $m^2$ ].
$N$	nombre de couplage.
$l_m$	longueur de l'élément du fluide micropolaire.
$k_v$	coefficient s'appelle : 'the spin viscosity'
$\mu$	viscosité dynamique du fluide Newtonien [ $Pa.s$ ].
$\mu_v$	viscosité dynamique du fluide micropolaire [ $Pa.s$ ].
$M$	masse du rotor [ $Kg$ ].
$p_s$	pression d'alimentation [ $Pa$ ].
$p_i$	champ de pression micropolaire pour chaque patin [ $Pa$ ].

## Nomenclatures

---

$p_{ri}$	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 [ $m^3/s$ ].
$Q_{ri}$	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 dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin [ $m^3/s$ ].
$W_{pi}$	charge portante pour chaque patin hydrostatique [ $N$ ].
$u_{xi}, u_{zi}$	vitesse de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [ $m/s$ ].
$(x_i, y_i, z_i)$	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds.
$\beta_i$	rapport de pression : $\beta_i = p_{ri}/p_s$
$\beta_0$	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 [ $N$ ].
$F_x, F_y$	forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.
$\varepsilon$	rapport d'excentricité.
$e_x, e_y$	excentricités suivant x et y respectivement [ $m$ ].

### Introduction générale

Les machines tournantes sont l'une des machines mécaniques les plus importantes, qui sont basées dans leur travail sur la production de mouvements de rotation, qui se transforment en usages multiples.

Parmi ses principaux composants, les arbres rotatifs et la structure qui les porte. Et pour que ces machines fonctionnent mieux, leur vitesse de rotation doit être augmentée pour fournir un bon couple. Cette situation doit être surveillée de plus attentivement composants mécaniques et conception de support de guidage robuste, car ils ont un impact sur le fonctionnement normal et la durée de vie du système mécanique.

L'augmentation rapide des vitesses de fonctionnement des machines tournantes 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 si elles ne sont pas bien estimées.

En effet, trop de vibrations produira trop de bruit, réduira l'efficacité et même conduire à des dommages au système, frottement rotor – stator (contact métal-métal), rupture ou autre le roulement est endommagé. Par conséquent, la recherche sur la dynamique des machines tournantes va au-delà cela n'a jamais d'importance. Ces inconvénients a conduit les concepteurs à produire des paliers hydrostatiques.

Pour des meilleures performances des paliers hydrostatiques, de nombreuses recherches ont été menées à leur sujet. Caractéristiques favorisées par le développement technologique de l'industrie, à savoir fonctionne à des vitesses élevées et résiste à de fortes charges statiques, le rôle des roulements est de garantir que l'espace et permettez à l'axe et à l'axe de tourner ou de se translater librement.

L'objet de cette recherche est d'étudier un palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire et alimenté par des résistances hydrauliques de type capillaire, et connaître l'effet des caractéristiques dynamiques et statiques sur ses performances.

Le premier chapitre, est une étude bibliographique sur les paliers hydrostatiques et la lubrification avec un fluide micropolaire, et décrit l'écoulement d'un mince film de lubrifiant entre les deux surfaces du palier par l'équation de Reynolds modifiée.

Le deuxième chapitre est une étude dynamique et statique d'un palier hydrostatique à quatre patins alimenté par une résistance hydraulique de type capillaire ,et la résolution de l'équation de Reynolds modifiée.

Dans le troisième chapitre, c'est la présentation de résultats et les interprétations a propose de nous étudions l'effet de la géométrie du capillaire et la pression d'alimentation sur les paramètres dynamique et statique.

Finalement, on finit avec une conclusion générale sur les résultats de cette étude.

# **CHAPITRE I**

## **ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

### **I.1. Introduction**

Ce chapitre présente une recherche bibliographique générale sur les paliers hydrostatique et la lubrification micropolaire et les méthodes de lubrification des paliers hydrostatiques.

On va le divisé en trois parties nécessaires :

La Première partie présente une étude bibliographique détaillée sur le palier hydrostatique et les types de la lubrification hydrostatique.

Deuxième partie est pour définir le fluide micropolaire et d'écrire les équations de bases du palier hydrostatique lubrifié par ce fluide.

La troisième partie est a propose l'équation de Reynolds modifiée pour le fluide micropolaire. Et une étude globale sur la dynamique des arbres et des rotors.

### **I.2. Généralités sur les butées et les paliers lisses**

Parmi les pièces les plus importantes des machines mécaniques se trouvent les butées et paliers lisses qui supportent et guident les axes ou les arbres soit dans le sens radial (paliers) soit dans le sens axial (butées).

Les paliers lisses utilisent les propriétés physiques des lubrifiants afin d'éviter dans la mesure du possible le contact de parties solides entre les pièces mobiles et les surfaces de glissement. Si le fluide sépare entièrement ces composants, le coefficient de frottement dit équivalent est fortement abaissé et l'usure des surfaces devient presque toujours négligeable. La présence d'un fluide, le plus souvent liquide, déformable et visqueux, amortit les vibrations et les à-coups, diminue le bruit, réduit les jeux, évacue l'énergie calorifique produite par les pertes.

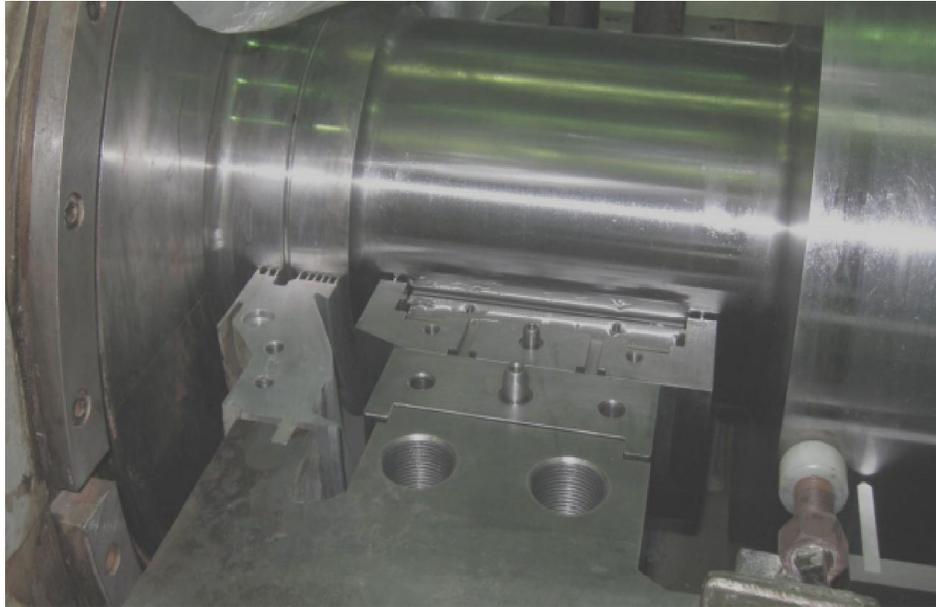
Les paliers de butée et les paliers lisses nécessitent un entretien et un fonctionnement. Il concurrence avantageusement les éléments de roulement de diamètre 150mm ou dans certaines applications telles que les vitesses élevées, le centrage de haute précision, la rigidité élevée ou les faibles pertes. [1].

### **I.3. Définition d'un palier**

Les paliers généralement désignent un montage mécanique destiné à accommoder le mouvement relatif entre une pièce en mouvement et un bâti ou un châssis de machine immobile.

Les paliers sont des organes de machines utilisés pour soutenir les arbres de transmission (d'une machine tournante) en rotation et pour le guidage.

La transmission des charges à la partie fixe est réalisée par l'intermédiaire des surfaces en contact : la surface extérieure (l'axe supporté) et la surface intérieure (l'alésage) [2].



**Figure I.1** Arbre de transmission sur un palier [3].

### **I.4. Classification des butées et paliers lisses :**

- butées et paliers simples.
- butées et paliers hydrodynamiques.
- Butées et paliers à roulements
- butées et paliers hydrostatique.

#### **I.4.1. Butées et paliers simples**

Le palier cylindrique radial ordinaire est l'un des paliers les plus anciens et a un comportement précis dans le système de travail.

L'arbre est dans une certaine mesure en contact avec le roulement car la quantité de fluide lubrifiant et la vitesse circonférentielle ne sont pas suffisantes pour assurer un régime de frottement hydrodynamique.

Parmi les caractéristiques de ce palier la forme simple : arbre et alésage cylindriques, huile de graissage. Le développement des matériaux synthétiques offre aujourd'hui la possibilité de proposer des revêtements pour paliers travaillant à sec, sans lubrifiant particulier.

Les charges axiales sont transmises vers les appuis fixes par l'intermédiaire de butées. Ces dernières sont soit des éléments distincts du palier radial, soit combinées avec le palier radial.

L'alimentation en lubrifiant, très souvent de la graisse, nécessite la présence de rainures sur les surfaces de glissement.

Le palier radial cylindrique est particulièrement utilisé dans les pneus en fonte grise. Le roulement est constitué d'une bague en alliage de cuivre, synthétique ou autre matériau composite. Le choix de la forme du roulement et du lubrifiant est déterminé par les conditions de fabrication et d'exploitation disponibles.

Le contrôle de ces deux types d'appuis reste toujours très primitif : pression moyenne, paramètre d'échauffement et température d'utilisation.

Les impératifs de fonctionnement sont relativement modestes : fonctionnement correct entre deux applications de lubrifiant. Mais afin de simplifier la maintenance, ces paliers sont équipés d'une couche dite autolubrifiante, bien que la présence de graisse améliore toujours les performances de ces paliers. [1].

### **I.4.2. Palier hydrodynamique**

Les paliers hydrodynamiques sont largement utilisés depuis des temps immémoriaux comme des éléments de machine.

Les paliers hydrodynamiques sont constitués de deux éléments, d'un arbre cylindrique (axe) généralement en acier qui tourne à l'intérieur d'un moyeu (alésage), le coussinet est en bronze ou en acier.

La séparation entre l'arbre et le coussinet est effectuée par un fluide de lubrification, ce fluide crée un champ de pression hydrodynamique pour faire l'équilibre.



**Figure I.2** Un palier hydrodynamique [3].

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

Ces paliers se rangent en deux catégories : les paliers radiaux et les paliers axiaux appelés aussi paliers de butées. Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales et pour le guidage des rotors de dimensions importantes surtout lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères (charges et fréquences de rotations élevées). Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus.

Il existe deux types de configuration de paliers hydrodynamiques :

- Paliers à géométrie variable.
- Paliers à géométrie fixe.

### I.4.3. Butées et paliers à roulements

Les butées et les roulements à rouleaux font partie des pièces produites en grande série qui sont utilisées pour supporter des essieux, des arbres et des pièces de machines en mouvement de rotation ou de translation.

Les avantages de ces composants à roulement, par rapport aux éléments lisses, sont :

- remplacer le frottement de glissement par le frottement de roulement,
- normalisation internationale des dimensions courantes,
- gamme très étendue de modèles et de dimensions,
- coût très avantageux.

Ces mécanismes sont très précis et nécessitent donc une sélection minutieuse du type et de la taille, un assemblage correct dans le manuel, un entretien soigneux et une lubrification appropriée pour le suivi.

Les fabricants de ces composants fournissent des informations détaillées sur les caractéristiques de leurs produits et des recommandations pratiques dans leurs catalogues et guides d'utilisation. L'utilisateur d'éléments roulants souhaite généralement connaître les dimensions géométriques avec les tolérances de fabrication et d'installation, la capacité de charge de service et les domaines d'utilisation, plutôt que les spécificités de la construction interne des roulements..

Pendant l'étude d'une butée, d'un palier ou d'un guidage à roulements, il faut se préoccuper constamment :

- de la nature de la charge et de la répartition de cet effort sur le roulement et ses composants;
- des possibilités de montage, de dilatations mécanique et thermique, des déformations des arbres, des logements, des supports et des guidages;
- des erreurs de fabrication en particulier des erreurs de forme et des états de surface des pièces adjacentes,
- de l'état de surface des parties venant directement en contact avec les surfaces portantes du roulement afin d'obtenir facilement des conditions acceptables de montage dans les classes de tolérances 5, 6 ou 7
- des facilités et possibilités de montage et démontage du roulement,

- de la lubrification et de son renouvellement, de la présence de souillures interne ou externe.
- Facilite le refroidissement des pièces mobiles par le milieu environnant, protégeant contre l'influence de la poussière ou des agents corrosifs. Il a une durée de vie limitée et un niveau sonore plus élevé que les roulements et guides ordinaires, mais les éléments roulants de petite et moyenne taille ont fait leurs preuves dans toutes les technologies grâce aux possibilités d'approvisionnement et à la facilité de montage et de démontage. , frottements très faibles au démarrage et à faible vitesse, simplification du mode de lubrification, interchangeabilité des pièces, etc...[1].

Les éléments à roulements:

- Paliers et butées à roulements pour charge axiale, charge radiale ou charge combinée, l'arbre, le logement ou les deux étant en rotation,
- Guidages à roulement pour charges transversales et mouvement rectiligne;
- Vis et écrous à éléments roulants pour mouvement axial, de rotation ou hélicoïdal.

Description des paliers à roulements

Ces paliers sont constitués principalement par :

- une bague intérieure et une bague extérieure,
- les éléments de roulement : billes, rouleaux cylindriques, aiguilles...
- une cage intermédiaire en tôle d'acier.

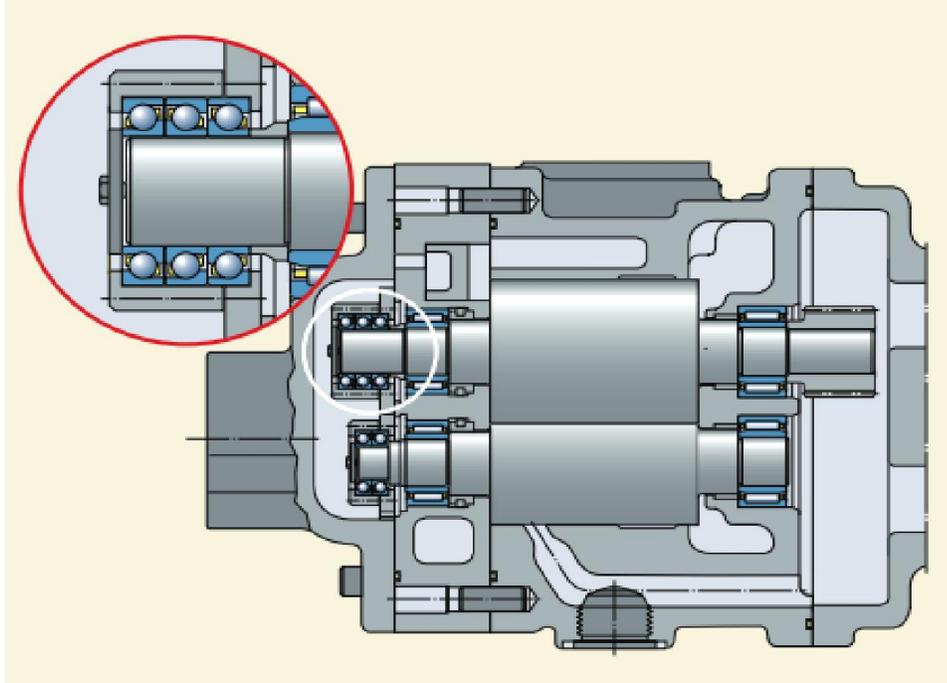


Figure I.3 Palier à roulements [4].

#### I.4.4. Palier hydrostatique

Le palier hydrostatique est un organe de machine tournante supportant une charge en rotation grâce à un fluide sous pression pour séparer les deux parties solides, l'élément mobile et fixe (stator, rotor), il tourne à différentes vitesses. Et la séparation entre l'élément mobile et fixe est à l'état de rotation et de repos. Le guidage par les paliers hydrostatiques est composé d'un seul patin ou de plusieurs patins alimentés en fluide sous pression évitant le contact (métal, métal) des parties fixes et mobiles.

##### I.4.4.1. Historiquement

La première utilisation était faite par L. D. Gérard en 1865 [5] ; ce dernier utilisait ce type de palier dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatique plats.

En 1917, Lord Rayleigh [6], 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 [7], 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 d'aléseuses et de rectifieuses de grande précision.

En 1949, Shaw et Mack [8], 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 [9], 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.



**Figure I.4** Palier hydrostatique [3].

Classification des paliers hydrostatiques :

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

#### I.4.4.2. Palier à butées

Ces paliers sont constitués principalement par trois types de patins :

- Patin circulaire opposé.
- Patins rectangulaire.
- Patins conique.

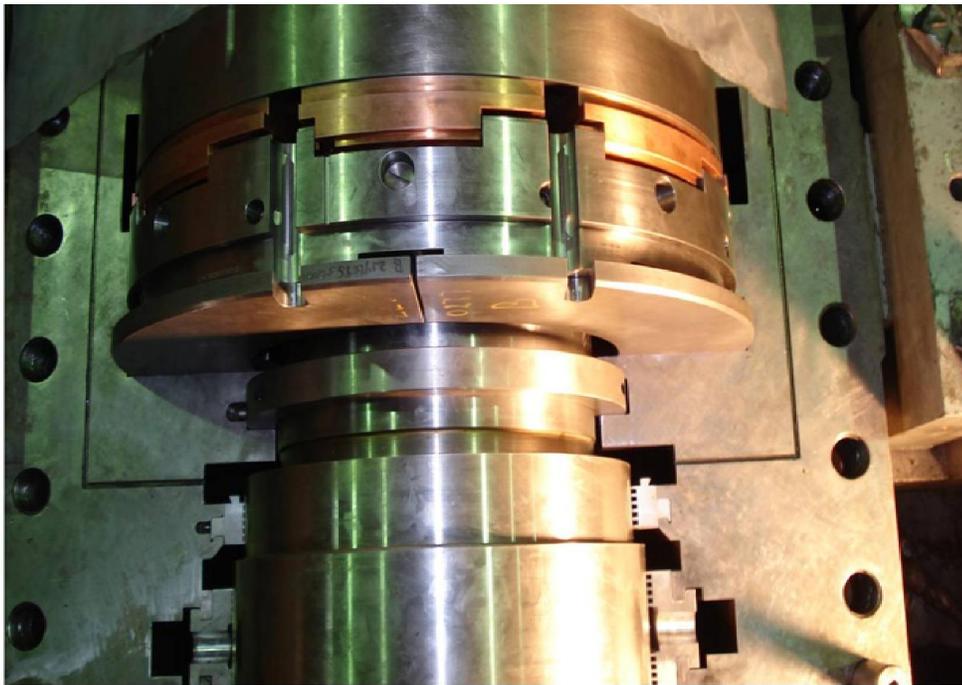


Figure I.5 Palier a butée [3].

I.4.4.3. Patins radiaux

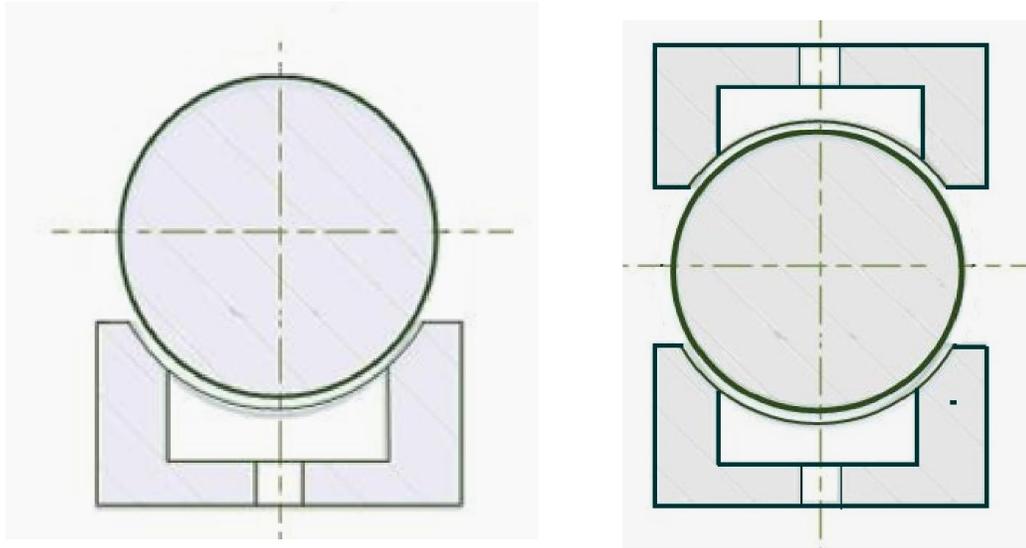


Figure I.6 Patins radiaux [10].

I.4.4.4. Patins à multi direction

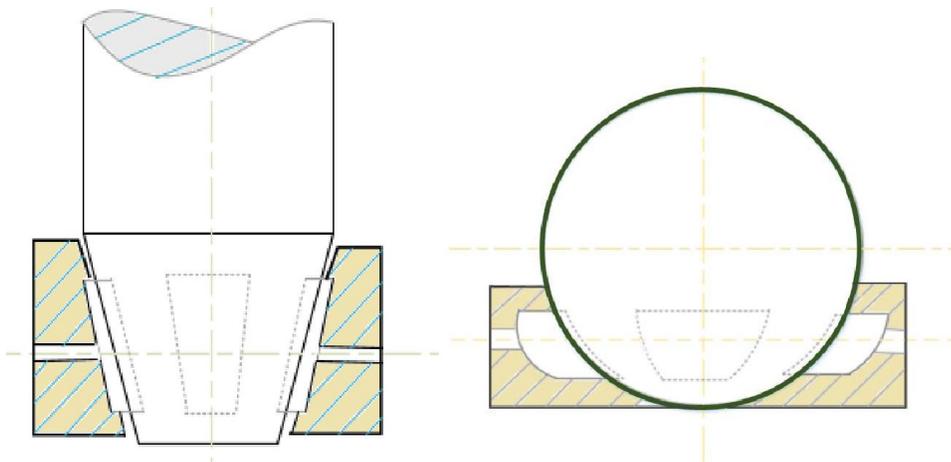


Figure I.7 Patins à multi direction [10].

#### I.4.4.5. Palier hydrostatatique à quatre patins

La figure ci-dessous montre le schéma d'un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatatique constitué de quatre patins :

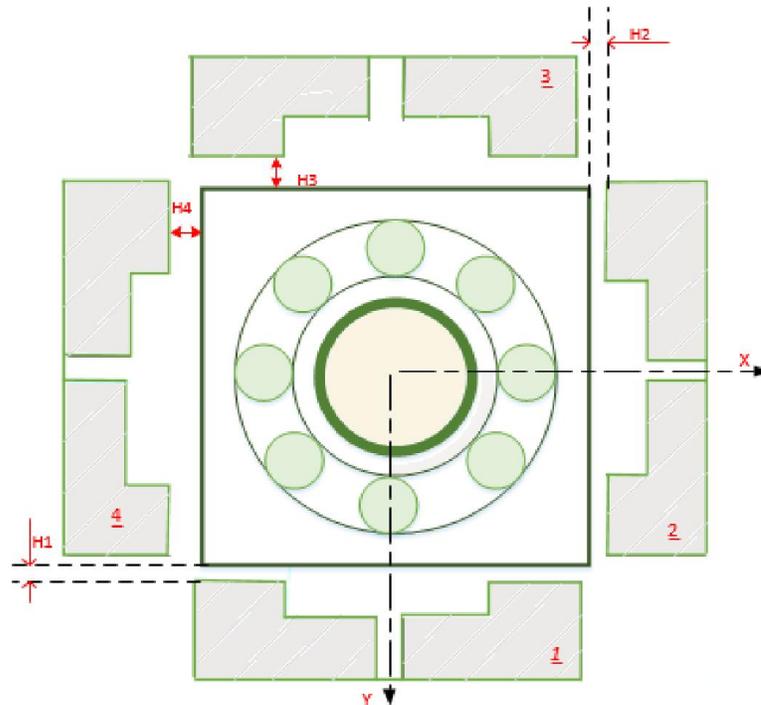


Figure I.8 Palier hydrostatatique à quatre patins.

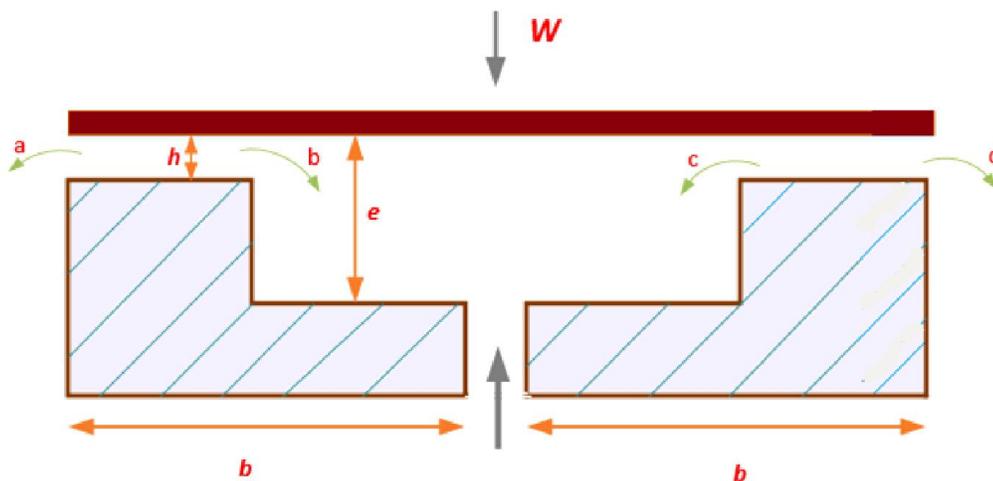
#### I.5. Lubrification d'un palier hydrostatatique

La lubrification hydrostatatique est parmi les procédés les plus utilisés dans le domaine industriel. La lubrification sous pression externe est actuellement utilisée dans tout le domaine d'ingénierie mécanique, des grandes machines comme : les télescopes, radiotélescopes, grandes antennes radar où la vitesse est en général faible, des machines-outils [11].

La figure I.9 représente une butée hydrostatique, ab et cd sont des portées de largeur  $b$  où l'épaisseur  $h$  du film lubrifiant est mince.

Dans les paliers hydrostatiques, les pompes externes remplissent les poches d'huile des paliers lisses par haute pression avec un débit d'huile constant. Cela garantit que l'arbre et les paliers ne se touchent jamais. En raison de la lubrification complète constante, il en résulte une friction du fluide plus faible que la friction du solide.

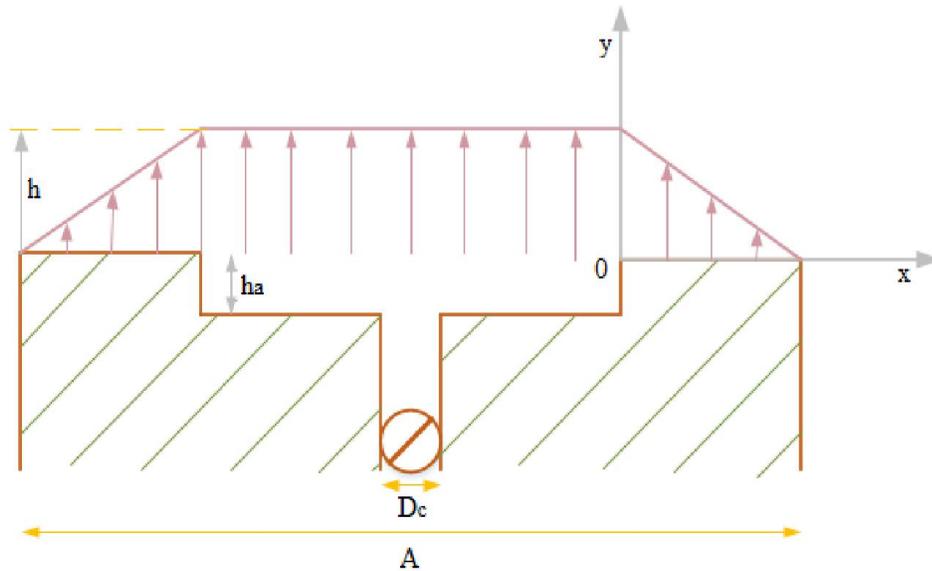
Les paliers lisses fonctionnent avec peu de perte énergétique et sont extrêmement durables.



**Figure I.9** Une butée hydrostatique.

### I.5.1. Principes de la lubrification hydrostatique

Dans tout dispositif hydrostatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) reliées à un générateur de pression.



**Figure I.10** Schématisation d'une butée hydrostatique.

- Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée sont l'alimentation à débit constant et celle à pression constante (figure I.11 et I.12).

#### **I.5.1.1. Dans les systèmes à débit constant**

Placez une pompe à débit constant entre le réservoir de stockage de liquide et la batterie. Ce système est rarement utilisé car lorsque le mécanisme a plusieurs unités (presque toujours), chaque unité doit être fournie par une pompe séparée, ou utiliser un régulateur de débit constant. Cette solution pour assurer une rigidité élevée est compliquée et coûteuse. Les systèmes à pression constante sont préférés.

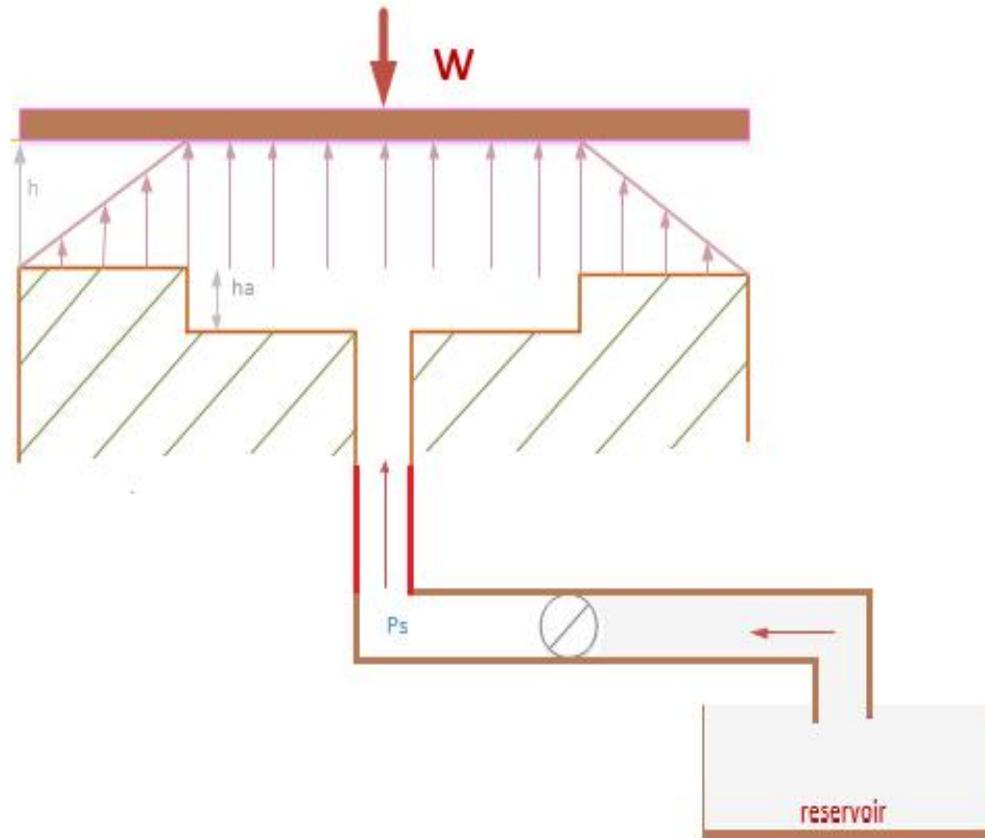


Figure I.11 Alimentation à débit constant.

### I.5.1.2. Dans les mécanismes à pression constante

On place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant [12].

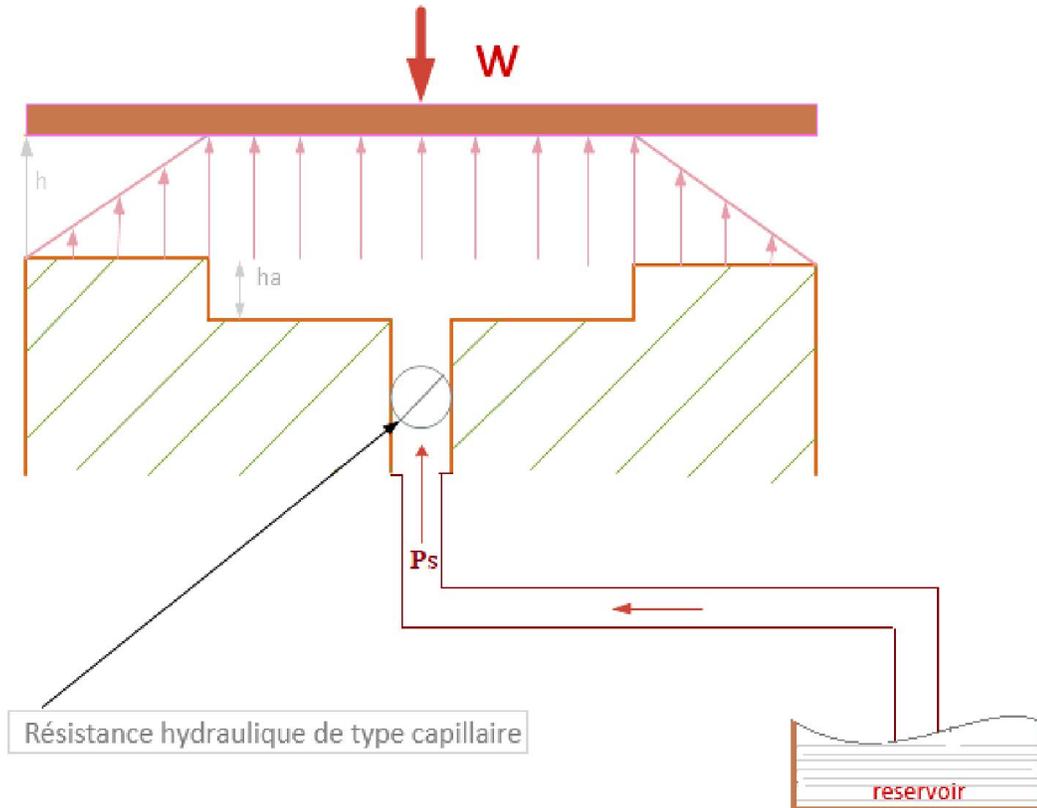


Figure I.12 Alimentation à pression constante.

## I.5.2. Résistances hydrauliques

### I.5.2.1. Résistance hydraulique de type capillaire

Si le régime d'écoulement dans le capillaire est laminaire :

- Il permet d'obtenir une raideur indépendante de la viscosité du fluide. la viscosité étant liée au débit.
- Il est aussi plus facile à étalonner.

$$\text{Le débit : } Q_r = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (P_s - P_a) \text{ ou } R_p = \frac{\rho U_c d_c}{\mu} < 1000 \text{ et } U_c = \frac{Q_r}{(\pi d_c^2 / 4)} \quad \text{I.1}$$

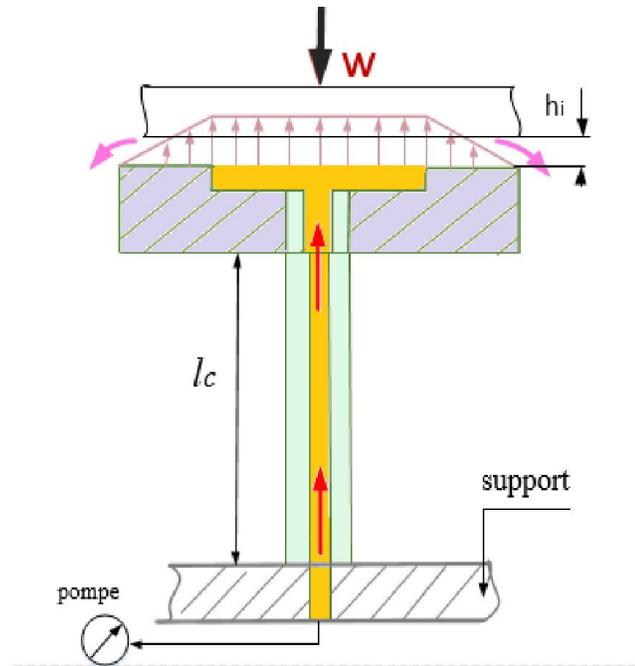


Figure I.13 Résistance hydraulique de type capillaire.

### I.5.2.2. Résistance hydraulique de type orifice

Les avantages des orifices si le régime non laminaire :

- Une grande raideur.
- Un réduit encombrement réduit.

Le débit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi c_d d_0^2}{4} \left[ \frac{2(P_s - p_{ri})}{\rho} \right]^{\frac{1}{2}}$$

I.2

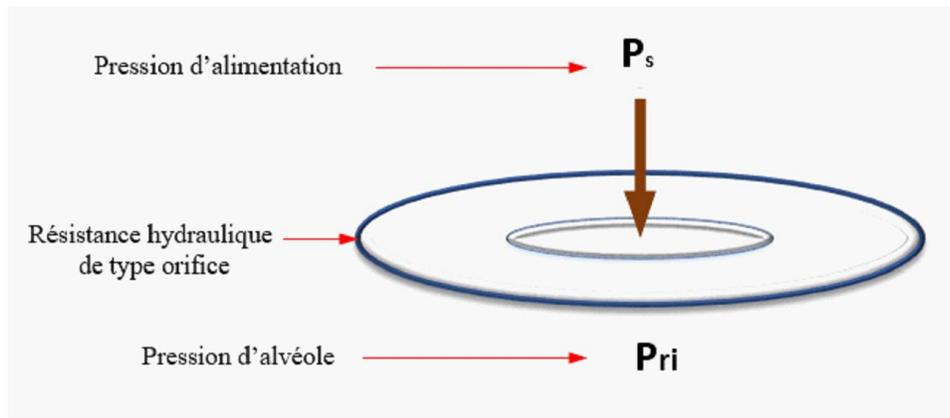


Figure I.14 Résistance hydraulique de type orifice.

### **I.5.3. Avantages de lubrification hydrostatiques des paliers:**

Par rapport aux autres systèmes de paliers, la lubrification des paliers hydrostatique :

- moins d'usure des paliers,
- perte d'énergie plus faible,
- peu de friction,
- précision maximale des paliers,
- grande durabilité.

### **I.5.4. Les lubrifiants**

- Les huiles à base minérale

Divisée en, la structure paraffinique formée d'hydrocarbures linéaires saturés (très stable à l'oxydation et bonne résistance à haute température), et la structure cycloalcane formée d'anneaux (grande-aptitudes à la gélification).

- Les huiles à base synthétique

Il a plusieurs types, telles que : le phosphore, aliphatique, largement apprécié pour sa faible viscosité et son faible point de congélation à basse température, et le polypropylène glycol.

### **I.5.5. Fluide newtonien et non-newtonien**

Le fluide newtonien :

Le fluide newtonien est composé de molécules simples.

La contrainte de cisaillement est proportionnelle au gradient de vitesse :

- Dans un écoulement de cisaillement simple, la seule contrainte générée par l'écoulement est la contrainte de cisaillement.

- La viscosité n'a rien à voir avec le taux de cisaillement.

- La viscosité n'a rien à voir avec le temps. Lorsque le flux s'arrête, les contraintes s'annulent immédiatement.

Fluide non-newtonien :

Tout écart par rapport aux règles fluides newtoniennes est le signe d'un comportement non newtonien.

La description de ces comportements et l'interprétation liée à la microstructure du fluide constituent une discipline appelée rhéologie. Ce sujet n'a émergé que récemment, mais avec l'émergence des polymères synthétiques, il a connu un développement considérable. La propriété non newtonienne la plus courante est le changement de viscosité avec le taux de cisaillement. Généralement, pour les solutions de polymère, la viscosité diminuera à mesure que le taux de cisaillement (gradient de vitesse) subi par le fluide augmente. Il s'agit d'un comportement rhé fluidifiant.

### I.6. La lubrification micropolaire

#### I.6.1. Définition

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 micro-fluides de 22 coefficients de viscosité à 6 coefficients de viscosité ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma_v$ ,  $k_v$ ,  $\mu$  et  $\lambda$ ) 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 [13].

### I.6.2. Les équations de la lubrification micropolaire

Les équations de fluide micropolaire compressible proposée par Eringen sous la forme vectorielle sont [14]:

Conservation de masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot V) = 0 \quad \text{I.3}$$

Conservation de quantité de mouvement linéaire

$$-\nabla P + (\lambda + 2\mu)\nabla\nabla \cdot V + k_v \cdot \nabla \times \omega - \left(\mu + \frac{k_v}{2}\right)\nabla \times \nabla \times V + \rho f_v = \frac{DV}{Dt} \quad \text{I.4}$$

Conservation de quantité de mouvement angulaire

$$(\alpha + \beta + \gamma_v)\nabla\nabla \cdot \omega - \gamma_v \nabla \times \nabla \times \omega + k_v \nabla \times V - 2k_v \omega + \rho f_c = \rho j \frac{D\omega}{Dt} \quad \text{I.5}$$

Pour les 7 fonctions P (x, y, z), le système I.1 et I.3 comporte 7 équation :

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

$\mu, \lambda$  : les coefficients de viscosité du fluide newtonien.

$f_v$  : Les forces volumiques, dont l'effet s'exprime à distances et  $f_c$  : La force volumique de couple.

$\omega$  : est le vecteur de giration.       $V$  : Le vecteur de vitesse.

$\rho$  : La masse volumique.       $P$  : la pression statique.

$j$  : La dimension caractéristique des microstructures qui composent un fluide micropolaire.

- Si la nature du fluide dans l'équation I.1 est un fluide incompressible :

L'équation I.1 implique :  $\nabla \cdot V = 0$  (conservation de la matière entrante-sortante).

La partie droite de l'équation (I.2) exprime la variation totale du champ de vitesse  $V$  par rapport au temps [15] :

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \quad \text{I.6}$$

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.

Le terme visqueux  $(\lambda + 2\mu)\nabla\nabla.V$  qui provient des effets de cisaillement.

Le troisième terme  $k_v . \nabla \times \omega - \left(\mu + \frac{k_v}{2}\right) \nabla \times \nabla \times V$  est nouveau, il représente les effets produits par la rotation des microstructures.

Ce nouveau terme contient une différence entre la giration  $\omega$  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 [15].

L'équation I.3 : l'évolution de la giration,

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial\omega}{\partial t} + V . \nabla\omega \quad \text{I.7}$$

Pour tenir compte les différents effets de rotation, nous nous retrouvons avec quatre nouveaux coefficients  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma_v$  et  $k_v$ . Pour les deux premiers coefficients ( $\alpha$  et  $\beta$ ) aucun sens physique clair n'a été donné.  $\gamma_v$  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 [16] ; [17] appellent ce dernier 'the spin viscosity'.

### I.6.3. Hypothèse et démonstration

Ces hypothèses sont crée pour établir l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire incompressible

- Tous les coefficients caractéristiques sont indépendants.
- Les forces de couple et les forces volumiques sont négligées.

- 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.
- L'écoulement est laminaire : le vortex et la turbulence ne se produisent pas dans le film.
- Il n'y a pas de glissement sur les surfaces du palier.

Autres hypothèses:

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

Supposons que la vitesse et la giration ont la forme suivante :

$$V = (u_1, u_2, u_3) \quad \text{Et} \quad \omega = (\omega_1, 0, \omega_3) \quad \text{I.8}$$

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

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial u_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial \omega_3}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad \text{I.9}$$

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial \omega_1}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad \text{I.10}$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial u_1}{\partial y} - 2 k_v \omega_3 = 0 \quad \text{I.11}$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial u_3}{\partial y} - 2 k \omega_1 = 0 \quad \text{I.12}$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial u_3}{\partial z} = 0 \quad \text{I.13}$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad \text{I.14}$$

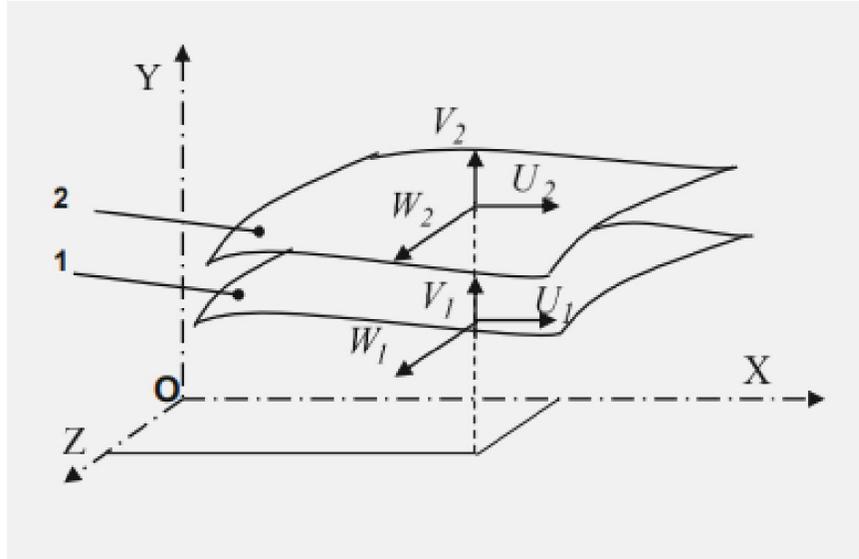


Figure I.15 Géométrie et cinématique du contact.

$$y = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} u_1 = U_1 \\ u_2 = 0 \\ u_3 = 0 \end{array} \right. , \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$$

I.15

$$y = h \quad \left\{ \begin{array}{l} u_1 = U_2 \\ u_2 = V_2 + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \\ u_3 = 0 \end{array} \right. , \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$$

$h$  : l'épaisseur du film d'huile,

$u_1$  La vitesse tangente de la surface 1, et  $u_2$  la vitesse tangente,  $u_3$  la vitesse normale de la surface 2.

- Les vitesses  $u_1$ ,  $u_3$  et les vitesses angulaires des microstructures  $\omega_1$ ,  $\omega_3$  sont des résultats de la résolution des équations I.9 - I.14,

Prendre en compte les conditions aux limites (I.15) :

$$u_1 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[ \frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{ch(m y) - 1}{sh(m h)} \right] + U_1 \frac{D_1}{1 - N^2} \left( y - \frac{N^2}{m} \left[ sh(m y) - \frac{(ch(m y) - 1)(ch(m h) - 1)}{sh(m h)} \right] \right) \quad I.16$$

$$u_3 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left[ \frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{ch(m y) - 1}{sh(m h)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left( y - \frac{N^2}{m} \left[ sh(m y) - \frac{(ch(m y) - 1)(ch(m h) - 1)}{sh(m h)} \right] \right) \quad I.17$$

$$\omega_1 = - \left[ \frac{D_2}{2(1-N^2)} (ch(m y) - 1) + \frac{sh(m y)}{sh(m h)} \left[ \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{D_2}{2(1-N^2)} (ch(m h) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y \right] \quad \text{I.18}$$

$$\omega_3 = \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(m y) - 1) \frac{sh(m y)}{sh(m h)} \left[ \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(m h) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y \quad \text{I.19}$$

Ou :

$$D_1 = - \frac{(1-N^2)}{2} \left( \frac{h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 - U_2) / \left[ \frac{h}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{ch(mh)-1}{sh(mh)} \right] \right) \quad \text{I.20}$$

$$D_2 = - \frac{(1-N^2)}{2} \frac{h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad \text{I.21}$$

$$N = \left( \frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{0.5} \cdot l_m = \left( \frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{0.5} \cdot m = \frac{N}{l_m} \quad \text{I.22}$$

$N, l_m$  : Paramètres 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).

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

- En intégrant l'équation de continuité I.13 :

$$V_2 = - \left( \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u_1 \partial y + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h u_3 \partial y + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad \text{I.23}$$

- Remplaçant  $u_1$  et  $u_3$  de l'équation I.16 - I.17.

- considérant  $V_2$  comme la vitesse d'écrasement :  $V_2 = \frac{\partial h}{\partial t}$  on obtient :

L'équation de Reynolds modifiée pour le fluide micropolaire :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ G(h, l_m, N) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + G(h, l_m, N) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad \text{I.24}$$

Avec :

$$G(h, l_m, N) = \frac{h}{\mu} \left[ h^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h \frac{1+ch(Nh/l_m)}{sh(Nh/l_m)} \right] \quad \text{I.25}$$

Quand  $l_m$  est mis à zéro. L'équation I.24 se réduit à la forme classique de l'équation de Reynolds.

#### I.6.4. Quelques applications de la lubrification micropolaire

Les investigations théoriques sur la lubrification micropolaire des paliers ont été initiées par Allen [18]. Ils ont constaté que la charge portante d'un palier incliné augmente et son coefficient de frottement réduit par un lubrifiant micropolaire.

SHUKLA et al [19] ont étudié le profil d'épaisseur de film pour maximiser la charge portante. Cette analyse a révélé que la charge maximale augmente à mesure que le paramètre caractérisant la microstructure de la suspension augmente.

PRAKASH et al [20] proposent un palier infiniment long avec des lubrifiants micropolaires. Ils ont constaté que ces fluides augmentent la viscosité dynamique, surtout en présence des films minces.

ZAHEERUDDIN et al [21] ont 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 [22] avec des paliers courts. Une étude détaillée par SINGH et al [23] a porté sur les trois équations de Reynolds pour la lubrification micropolaire.

En 2005 [24] Gay Bayada, Nadia Benhaboucha, Michèle Chambat ils ont fait une étude sur un fluide micropolaire mince avec de nouvelles conditions aux limites à l'interface fluide-solide, liant la vitesse et la micro-rotation en introduisant une 'viscosité limite' est présentée l'existence et l'unicité de la solution est prouvée.

En 2007, Bouzidane [9], 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.7. Dynamique de rotor

La dynamique du rotor est un cas assez particulier de dynamique structurelle. Même si elle présente des similitudes avec la structure générale fixe / non rotative, la machine tournante montrera certains phénomènes spécifiques directement liés à son mouvement de rotation. La différence fondamentale est que les structures non rotatives ne représentent pas leur force inhérente, contrairement aux machines tournantes.

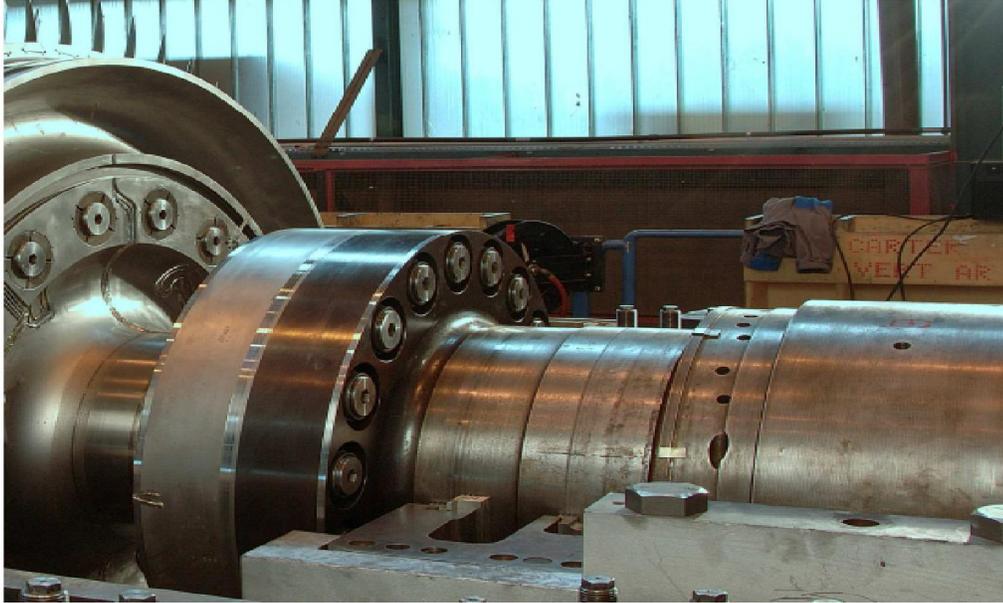


Figure I.16 Rotor monté sur un palier [3].



Figure I.17 Rotor d'un compresseur [3].

Objectifs de l'analyse de la dynamique des rotors

L'analyse dynamique des rotors peuvent aider à atteindre les objectifs suivant :

- Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd à partir des données de vibration mesurées pendant l'opération d'équilibrage.
- Prédire les vitesses auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor est maximum (vitesses critiques).
- Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques.
- Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage. Cet objectif s'applique généralement au système de chaîne de transmission.
- Prévoir les amplitudes de vibration provoquée par le déséquilibre du rotor.
- Prédire les vitesses et les fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique.

Cet objectif est un autre défi à l'heure actuelle, car un certain nombre de forces de déstabilisation ne sont pas encore assez bien compris pour la modélisation mathématique [25].

### **I.7.1. Modèles de rotors**

Modèle LAVAL / JEFFCOTT.

Modèle avec paliers flexibles (cas isotrope).

Modèle avec paliers flexibles (cas anisotrope).

### **I.7.2. Rotor rigide**

C'est un arbre rotatif qui résiste aux déformations qui en résultent pendant sa plage de vitesse de fonctionnement [26].

### **I.7.3. Rotor flexible**

Un rotor flexible (ou souple) est fonctionne à proximité (ou au-dessus) de sa fréquence naturelle (vitesse critique). On considère que le rotor est flexible s'il fonctionne à 70% de la 1ère critique ou plus rapide. La déformation la plus élevée d'un rotor est en général au voisinage de la vitesse critique. Donc la plage de la vitesse de fonctionnement par rapport aux vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible [27].

### **I.8. Conclusion**

La première branche est une étude bibliographique sur les généralités des butées et des paliers et leurs principes de fonctionnement.

Et aussi nous avons parlé de fluide micropolaire, et faire la démonstration de l'équation de Reynolds modifié de ce fluide.

Et enfin nous avons parlé brièvement de la dynamique des rotors.

## **CHAPITRE II**

# **PALIER HYDROSTATIQUE À QUATRE PATINS LUBRIFIÉ PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE.**

### II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous ferons les calculs sur les propriétés du palier hydrostatique à quatre patins,

Ces caractéristiques sont :

le débit totale dans le cas dynamique et le débit sortant dans le cas statique ,la charge portante, et la pression d'alvéole à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par l'utilisation de la méthode analytique dans le contexte du palier hydrostatique infiniment long pour la résolution de l'équation de Reynolds pour la lubrification micropolaire.

### II.2. Étude d'un palier hydrostatique à quatre patins

#### II.2.1. Butée hydrostatique à simple effet

Cette butée est composée de :

- Une partie fixe (patin).
- Une partie mobile (palier à roulement).

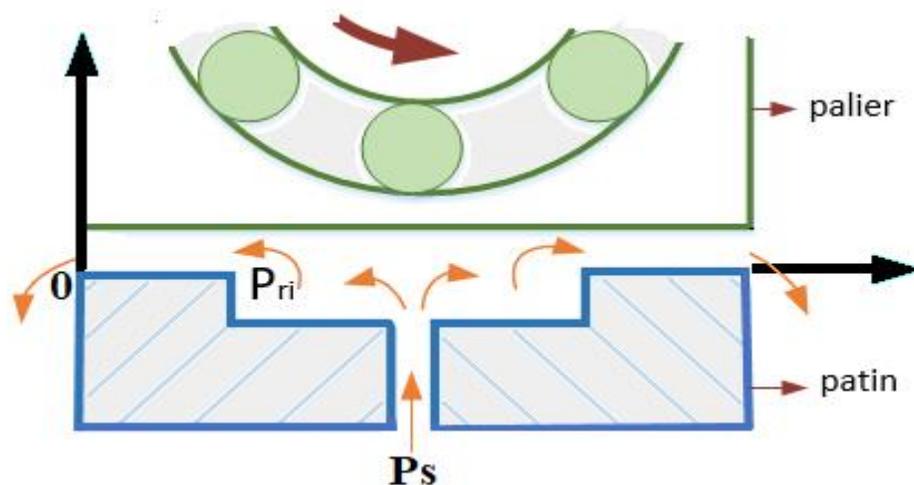


Figure II.1 Butée hydrostatique à simple effet.

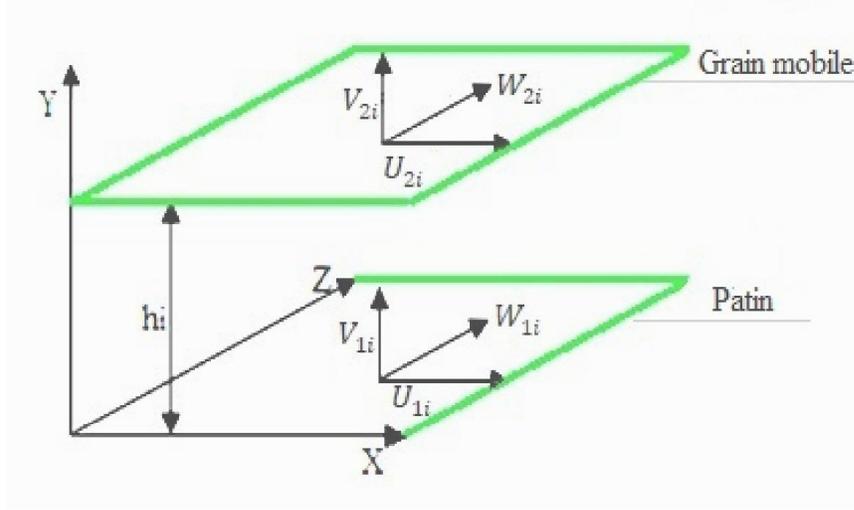
#### II.2.2. L'équation de Reynolds modifiée

Pour calculer la distribution de pression, l'équation de Reynolds doit être résolue.

Nous émettons des hypothèses pour résoudre cette équation analytiquement :

- Le palier est infiniment long.
- Pas de glissement entre le fluide et les patins du palier.

- Les conditions aux limites sont représentées sur (figure II.2) ci-dessous :



**Figure II.2** 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

$U_{2i}$  ,  $V_{2i}$  ,  $W_{2i}$  sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives au palier hydrostatique n°i dans les directions X, Y et Z.

- Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, et iso-visqueux,

L'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire I.24 peut être écrite comme suite :

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

Avec :

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

Et

$$N = \left( \frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{0.5} , \quad l_m = \left( \frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{0.5} . \quad \mu_v = \mu + \frac{1}{2}k_v \quad \text{II.5}$$

- $p_i$  est le champ de pression micropolaire pour chaque patin,
- $\mu$  et  $\mu_v$  représentent le coefficient de viscosité du fluide newtonien et le coefficient de viscosité dynamique du fluide micropolaire, respectivement.

### II.2.3. Description du palier infiniment long

La figure II.3 montre un palier hydrostatique infiniment long alimenté par des capillaires :

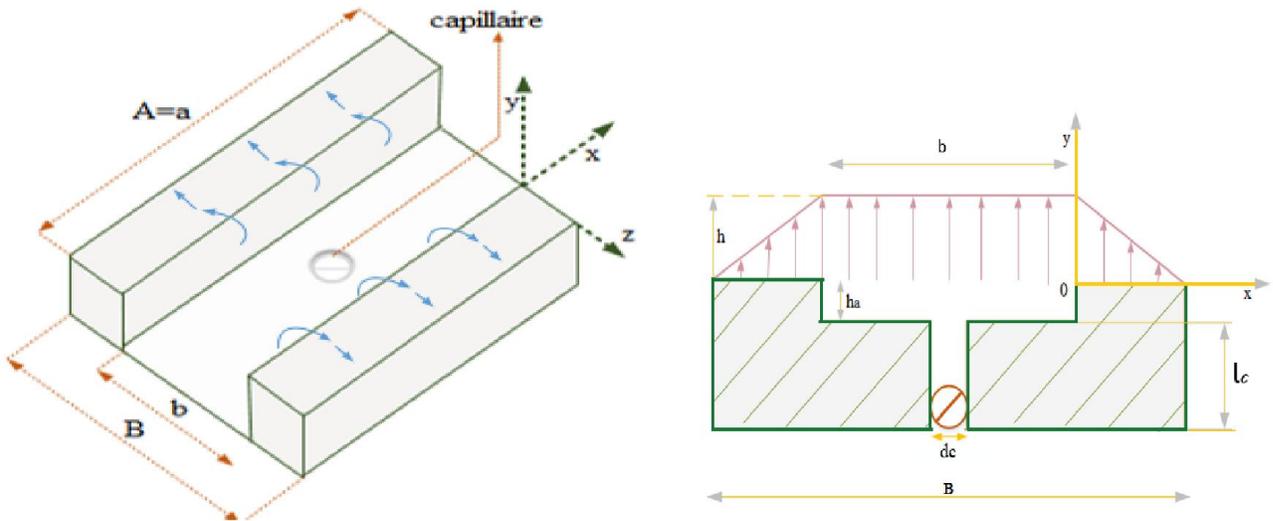


Figure II.3 Palier hydrostatique infiniment long.

Les détails géométriques :

$A = a$  : la longueur du palier est la longueur d'alvéole sont égaux,

$B$  : la largeur du palier,

$b$  : la largeur d'alvéole,

$h$  : l'épaisseur du film,

$h_a$  : la hauteur d'alvéole,

$l_c$  : la longueur du capillaire,

$d_c$  : le diamètre du capillaire.

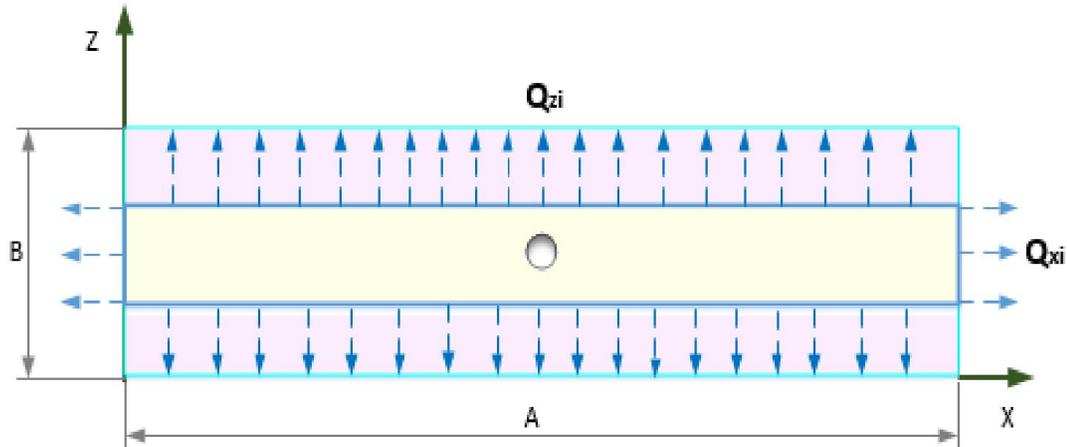
### II.3. La distribution de pression

Dans la figure II.4

La valeur  $A/B$  est très grande, on peut négliger le débit axial  $Q_{zi} \gg Q_{xi}$

Alors on peut négliger la distribution de pression selon la direction x :  $\frac{\partial p_i}{\partial x_i} = 0$

II.6



**Figure II.4** Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.

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

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

Donc, l'équation de Reynolds II .3 devient :

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12 \dot{h}_i \quad \text{II.7}$$

Double intégration de l'équation II.7, nous trouvons :

$$p_i = \frac{6 \dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad \text{II.8}$$

$C_1$  et  $C_2$  Sont des constantes.

Utilisant les conditions aux limites de la pression Figure II.4

- Pour  $0 \leq Z \leq b_1$  :

$p = p_{ri}$  Pour  $Z=0$ ,

$p = 0$  Pour  $Z=b_1$ .

On remplace dans L'équation II.8 :

$$p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (0)^2 + c_1(0) + c_2 \Rightarrow c_2 = p_{ri}$$

$$\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1)^2 + c_1(b_1) + p_{ri} = 0 \Rightarrow c_1 = -\left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1}\right). \quad \text{II.9}$$

$$\Rightarrow p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 - \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1}\right) Z + p_{ri} \quad \text{II.10}$$

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

$$p = p_{ri} \quad \text{Pour } Z = -b,$$

$$p = 0 \quad \text{Pour } Z = -(b_1 + b).$$

On remplace dans L'équation II.8 :

$$p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b)^2 + c_1(-b) + c_2 \quad \text{II.11}$$

$$\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 - c_1(b_1 + b) + c_2 = 0 \Rightarrow -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 + c_1(b_1 + b) - c_2 = 0 \quad \text{II.12}$$

En additionnant les équations II.11 et II.12 on obtient :

$$p_{ri} = -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1^2 + 2b_1b) + c_1b_1 \Rightarrow c_1 = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_{ri}}{b_1}$$

$$c_2 = \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_{ri}}{b_1}\right) (b_1 + b) \quad \text{II.13}$$

$$\Rightarrow p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 - \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) Z + \frac{p_{ri}}{b_1} Z + \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_{ri}}{b_1}\right) (b_1 + b) \quad \text{II.14}$$

**Cas particulier :**

Pour  $\dot{h}_i = 0$  (cas statique)

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial Z^2} = 0 \quad \text{II.15}$$

Double intégration de l'équation II.15 :

$$p_i = C_1 Z + C_2 \quad \text{II.16}$$

- Pour  $0 \leq Z \leq b_1$  :  $\Rightarrow p_i = -\left(\frac{p_{ri}}{b_1}\right)Z + p_{ri}$  II.17

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

$$c_1 = \frac{p_{ri}}{b_1}, \quad c_2 = \left(\frac{p_{ri}}{b_1}\right)(b_1 + b)b \quad \text{II.18}$$

La forme finale :

$$\Rightarrow p_i = \left(\frac{p_{ri}}{b_1}\right)Z + \frac{p_{ri}}{b_1}(b_1 + b) \quad \text{II.19}$$

### II.3.1. Débit du lubrifiant

#### II.3.1.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

La relation I.17 donne la vitesse du fluide :

$$u_{zi} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left[ \frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{ch(m y) - 1}{sh(m h)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left( y - \frac{N^2}{m} \left[ sh(m y) - \frac{(ch(m y) - 1)(ch(m h) - 1)}{sh(m h)} \right] \right) \quad \text{II.20}$$

$$D_2 = -\frac{(1 - N^2) h}{2} \frac{\partial p}{\mu \partial z} \quad \text{II.21}$$

$$m = \frac{N}{l_m} \quad \text{II.22}$$

- Par intégration de la vitesse, on obtient Le débit volumique  $Q_{ozi}$  du fluide qui sort de la butée n°  $i$  :

$$Q_{ozi} = A \int_0^{h_i} u_{zi} (Z = b) - A \int_0^{h_i} u_{zi} (Z = -b_1 - b) dy \quad \text{II.23}$$

$$\Rightarrow Q_{ozi} = \frac{A(p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6h_i b_1^2)}{6b_1} \quad \text{II.24}$$

$$\text{Avec } k_q = \frac{L}{6b_1} \quad \text{II.25}$$

$$\Rightarrow Q_{ozi} = k_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad \text{II.26}$$

Ou :

$$\beta_i = \frac{p_r}{p_s} \Rightarrow Q_{ozi} = k_q (\beta_1 p_s G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad \text{II.27}$$

### Cas particulier :

Pour  $\dot{h}_i = 0$  (cas statique)

$$\Rightarrow Q_{osi} = k_q (p_{r0} G(h_0, l_m, N)) \quad \text{II.28}$$

$$\text{Si } \beta_0 = \frac{p_{r0}}{p_s} \quad \text{l'équation II.28} \Rightarrow Q_{osi} = k_q (\beta_0 p_s G(h_0, l_m, N)) \quad \text{II.29}$$

### II.3.1.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

$Q_{vi}$  : Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°  $i$ ,

$$Q_{vi} = \frac{dv_i}{dt} \quad \text{II.30}$$

Avec :

$$v_i = s_1 * e_i, \quad e_i = h_i + h_a \quad \text{II.31}$$

Remplaçons dans II.28 :

$$\Rightarrow Q_{vi} = s_1 \frac{dh_i}{dt} = s_1 \dot{h}_i \quad \text{II.32}$$

$v_i$  : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°  $i$ .

$s_1$  : Surface de l'alvéole.

$e_i$  : 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°  $i$ .

### II.3.1.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire

Le capillaire c'est un tube de longueur  $l_c$  et de rayons  $r_c$  tels que  $l_c / r_c > 50$ .

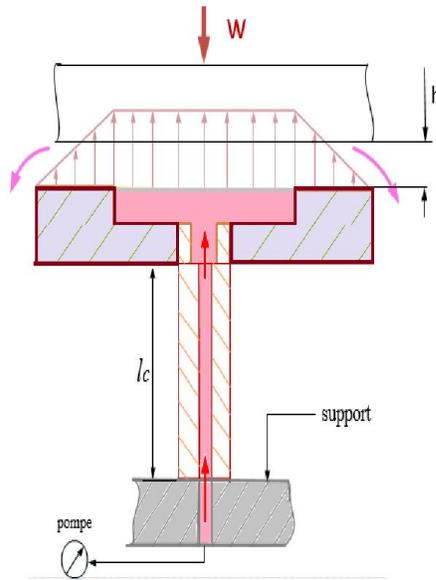
Pour le régime laminaire ( $Re < 1000$ ) :

Le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (p_s - p_{ri}) \quad \text{II.33}$$

Avec le coefficient du capillaire  $k_{pc} = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c}$  II.34

$$\Rightarrow Q_{ri} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) \quad \text{II.35}$$



**Figure II.5** Résistance hydraulique de type capillaire.

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

$p_s$  : La pression d'alimentation.

$l_c d_c$  : Caractéristiques géométriques du capillaire

$\mu$  : Viscosité dynamique.

### II.3.2. La pression d'alvéole

Pour obtenir la pression dans l'alvéole, il faut résoudre l'équation de conservation du débit :

$$Q_{ri} = Q_{oi} \Rightarrow Q_{ri} = Q_{vi} + Q_{ozi} \quad \text{II.36}$$

$$\text{Et } Q_{ri} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) \Rightarrow Q_{vi} + Q_{ozi} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) \quad \text{II.37}$$

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

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

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

Nous pouvons extraire l'expression de la pression dans l'alvéole  $p_{ri}$  par l'égalité du débit du capillaire :

$$\frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) = s_1 \dot{h}_i + k_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2) \quad \text{II.38}$$

$$\Rightarrow p_{ri} = \frac{k_{pc} p_s + \mu \dot{h}_i (6 k_q b_1^2 - s_1)}{k_q \mu G(h_i, l_m, N) + k_{pc}} \quad \text{II.39}$$

**Cas particulier :** Pour  $\dot{h}_i = 0$  (cas statique)

Pour une seule butée :

$Q_{r0}$  : Débit à travers une résistance hydraulique relatif à la butée à simple effet.

$Q_s$  : Débit sortant de l'alvéole relatif à la butée à simple effet.

$Q_{oz}$  : Débit du à la variation du volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet.

$$Q_{r0} = Q_s + Q_{oz} \quad \text{II.40}$$

$$\text{Et } Q_{r0} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{r0}) \Rightarrow Q_s + Q_{oz} = \frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{r0}) \quad \text{II.41}$$

Nous pouvons extraire l'expression de la pression dans l'alvéole  $p_{r0}$  par l'égalité du débit du capillaire :

$$\frac{k_{pc}}{\mu} (p_s - p_{r0}) = k_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N)) \quad \text{II.42}$$

$$\Rightarrow p_{r0} = \frac{k_{pc} p_s}{k_q \mu G(h_0, l_m, N) + k_{pc}} \quad \text{II.43}$$

### II.3.3. La charge portante

$W_{pi}$  : La charge portante relative à la butée à simple effet n°  $i$ ,

$$W_{pi} = \int_{S_i} p_i ds_i = \int_{S_1} p_{ri} ds_1 + 2 \int_{S_2} p_i ds_2 \quad \text{II.44}$$

Nous effectuons l'intégration. On a :

$$W_{pi} = A \left[ (b_1 + b)p_{ri} - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 \right] \quad \text{II.45}$$

$S$  : La surface totale du patin de la butée à simple effet,

$s_1$  : La surface de l'alvéole,

$s_2$  : La surface des portées de largeur  $b_1$ .

On peut écrire la relation II.45 en forme plus générale :

$$W_{pi} = \beta_i p_s S k_w - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 A \quad \text{II.46}$$

$k_w$  : Coefficient de la charge compris entre 0 et 1,

$$k_w = 1 - \frac{b_1}{B} \quad \text{II.47}$$

$\beta_i$  : Le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à

$$\text{simple effet n° } i, \quad \beta_i = \frac{p_{ri}}{p_s} \quad \text{II.48}$$

**Cas particulier :** Pour  $\dot{h}_i = 0$  (cas statique)

$W_0$  : La charge portante relative à la butée à simple effet dans le cas statique du rotor,

$$W_0 = A[(b_1 + b)p_{r0}] \quad \text{II.49}$$

L'équation II.44 En forme plus générale :

$$W_0 = \beta_0 p_s S k_w \quad \text{II.50}$$

$\beta_0$  : Le rapport de la pression dans une alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à

$$\text{simple effet, } \beta_0 = \frac{p_{r0}}{p_s} \quad \text{II.51}$$

## II.4. Description d'un palier hydrostatique à quatre patins

Cette coupe longitudinale, figure II.6 montre la schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire, et les détails géométriques d'un rotor vertical.

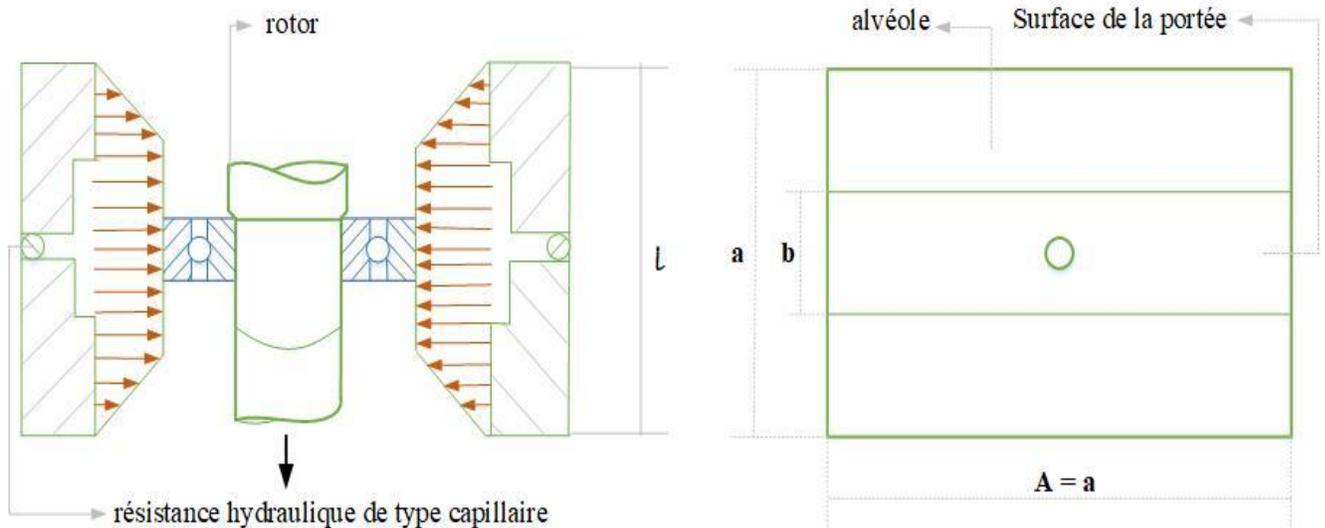


Figure II.6 Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.

### II.4.1. L'épaisseur du film lubrifiant

$h_i$  : L'épaisseur du film dans chaque patin hydrostatique.

$x, y$  : le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor.

$$h_1 = h_0 + y$$

$$h_2 = h_0 - x$$

$$h_3 = h_0 - y$$

$$h_4 = h_0 + x.$$

II.52

### II.4.2. Vitesse d'écrasement

$\dot{h}_i$  : Pour chaque patin hydrostatique est démontré comme suit :

$$\begin{aligned}
 \dot{h}_1 &= \dot{y} \\
 \dot{h}_2 &= -\dot{x} \\
 \dot{h}_3 &= -\dot{y} \\
 \dot{h}_4 &= \dot{x} .
 \end{aligned}
 \tag{II.53}$$

### II.4.3. Le débit total

$Q_T$  : Le débit total pour un palier hydrostatique,

$$Q_T = \sum_{i=1}^4 Q_{ri} = \sum_{i=1}^4 [k_q(p_{ri}G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) + s_1 \dot{h}_i]
 \tag{II.54}$$

Pour le cas statique :

$$Q_s = [k_q(p_{ri}G(h_i, l_m, N))]
 \tag{II.55}$$

### II.4.4. Dynamique de rotor

Le mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes (O, x, y) est défini par l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} &= W_x + Me_x \omega_e^2 \cos(\omega t) \\
 M\ddot{y} &= W_y + Me_y \omega_e^2 \sin(\omega t)
 \end{aligned}
 \tag{II.56}$$

$e_x$   $e_y$  : Les excentricités suivant x et y respectivement,

$$\varepsilon : \text{Le rapport d'excentricité, } \varepsilon = \frac{e}{h_0} \quad (\varepsilon = 0 \text{ dans le cas statique})
 \tag{II.57}$$

$M$  : La masse du rotor,

$\omega_e$  : La fréquence d'excitation,

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

L'amplitude des vibrations  $\tilde{A}$  :

L'amplitude  $\tilde{A}$  est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, ou encore la vitesse ou l'accélération maximale, selon le capteur de vibrations utilisé.

$$\tilde{A} = \sqrt{\left(\frac{|x|}{h_0}\right)^2 + \left(\frac{|y|}{h_0}\right)^2}
 \tag{II.58}$$

Les forces transmises au bâti  $F_T$  :

$$F_T = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2} \quad \text{II.59}$$

### II.5. Méthode non linéaire

La méthode non linéaire est une méthode dans laquelle l'équation du mouvement est dérivée des principes de base de la cinétique. Calcul de la charge hydrostatique Appliqué à l'axe, permettant de déterminer l'accélération. Ce calcul nous permet ainsi Utilisez la méthode Newmark pour déterminer la position et la vitesse du centre de l'arbre. Un modèle de roulement simple a été délibérément choisi, qui est le type de calcul pour les roulements longs La force générée par le fluide a une forme analytique et en même temps a Comportement non linéaire.

### II.6. Méthode d'intégration numérique

L'étude du comportement non linéaire du support hydrostatique est une décision progressive. Principes de base de la dynamique du rotor et de l'équation de Reynolds Modifié. Par conséquent, il s'agit d'un calcul de temps itératif et l'équation de Reynolds doit être résolue aux emplacements suivants Chaque instant, chaque élément fluide. La complexité de ce calcul nous oblige à choisir une méthode d'intégration numérique Solution verticale appropriée (méthode Newmark) au comportement dynamique rotor rigide linéaire.

### II.7. Méthode de NEWMARK

Utilisant cette méthode pour la résolution numérique des équations différentielles du second degré pour les systèmes différentiels linéaires, et non linéaires.

Dans notre travail, nous avons utilisé la méthode de Newmark pour le calcul, comme suit :

$$\dot{q}(t + \Delta t) = \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t$$

$$q(t + \Delta t) = q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0,5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)] \Delta t^2$$

$$\{q = (x, y), \delta = 0,5, \alpha = 0,25\} \quad \text{II.60}$$

### II.8. Conclusion

Dans cette partie, nous avons introduit la recherche sur les paliers hydrostatiques à quatre patins Lubrifié par fluide micropolaire.

Et nous avons résolu analytiquement l'équation de Reynolds pour calculer la distribution de la pression. Enfin, nous avons étudié la dynamique du rotor pour calculer l'amplitude de vibration et la force transmise.

## **CHAPITRE III**

# **RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS**

### III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons et interprétons les résultats obtenus à partir de :

- L'étude statique : l'influence des caractéristiques géométriques du capillaire et la pression d'alimentation sur le débit sortant  $Q_s$  et la charge statique  $W_0$ .
- L'étude dynamique : l'influence des caractéristiques géométriques du capillaire (longueur et diamètre du capillaire  $l_c$  et  $d_c$ ) et la pression d'alimentation  $P_s$  sur l'amplitude des vibrations  $\tilde{A}$ , le débit total  $Q_T$  et sur les forces transmises  $F_T$ .

### III.2. Les paramètres géométriques

paramètre	$A/B$	$a/A$	$b/B$
dimension	6	1	2

$A, B$  : longueur et largeur du patin, respectivement.

$A, b$  : longueur et largeur d'alvéole, respectivement.

### III.3. Organigramme de calcul

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:

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).

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.56) par la méthode non linéaire.

Les amplitudes calculées sont déterminées à partir de l'intégration numérique des équations de mouvement.

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  $l_m = h_0/L_m$ , tandis que l'épaisseur de film  $h_0$  est déterminée en résolvant l'équation de continuité du débit (II.36) à partir d'un rapport de pression donné  $\beta_0$ , le nombre de couplage  $N$  et la longueur caractéristique non dimensionnelles du fluide micropolaire  $L_m$ .

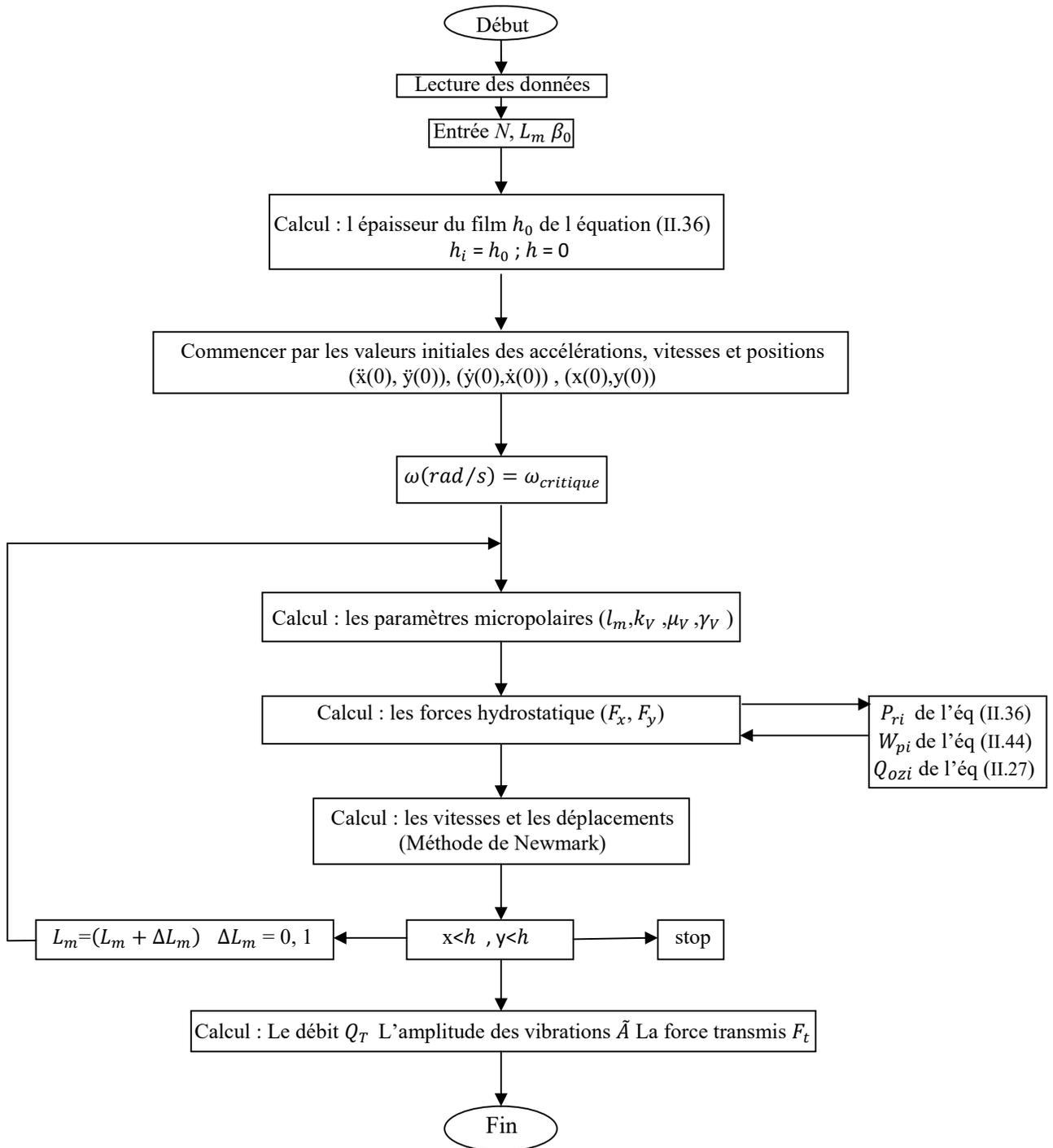


Figure III.1 Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec un fluide micropolaire.

### III.4. Étude statique et dynamique d'un palier hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire

#### III.4.1. L'étude statique

L'influence des paramètres géométriques du capillaire (la longueur et le diamètre) et la pression d'alimentation sur le débit sortant et la charge statique :

##### III.4.1.1. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ Sur le débit sortant $Q_s$

La figure ci-dessous montre la variation de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de longueur du capillaire  $l_c$ .

On remarque que plus la longueur du capillaire  $l_c$  augmente, le débit sortant va diminuer, nous concluons que l'augmentation de la longueur du capillaire affecte négativement le débit.

Physiquement, le fluide newtonien augmente le débit contrairement au fluide micropolaire, parce qu'il ne contient pas de particules solides qui le gênent.

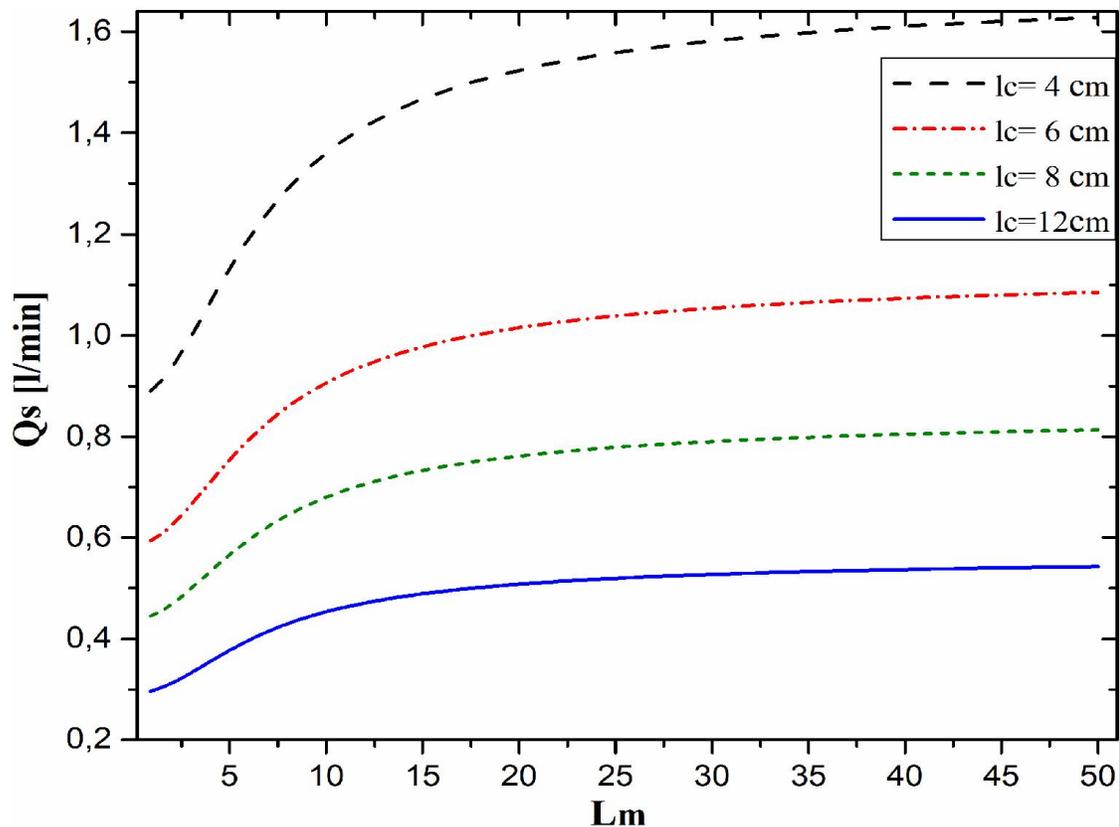


Figure III.2 Variation de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$  avec

$$(\beta_0 = 0,4 \cdot P_s = 5 \text{ bar} \cdot d_c = 1,2 \text{ mm}).$$

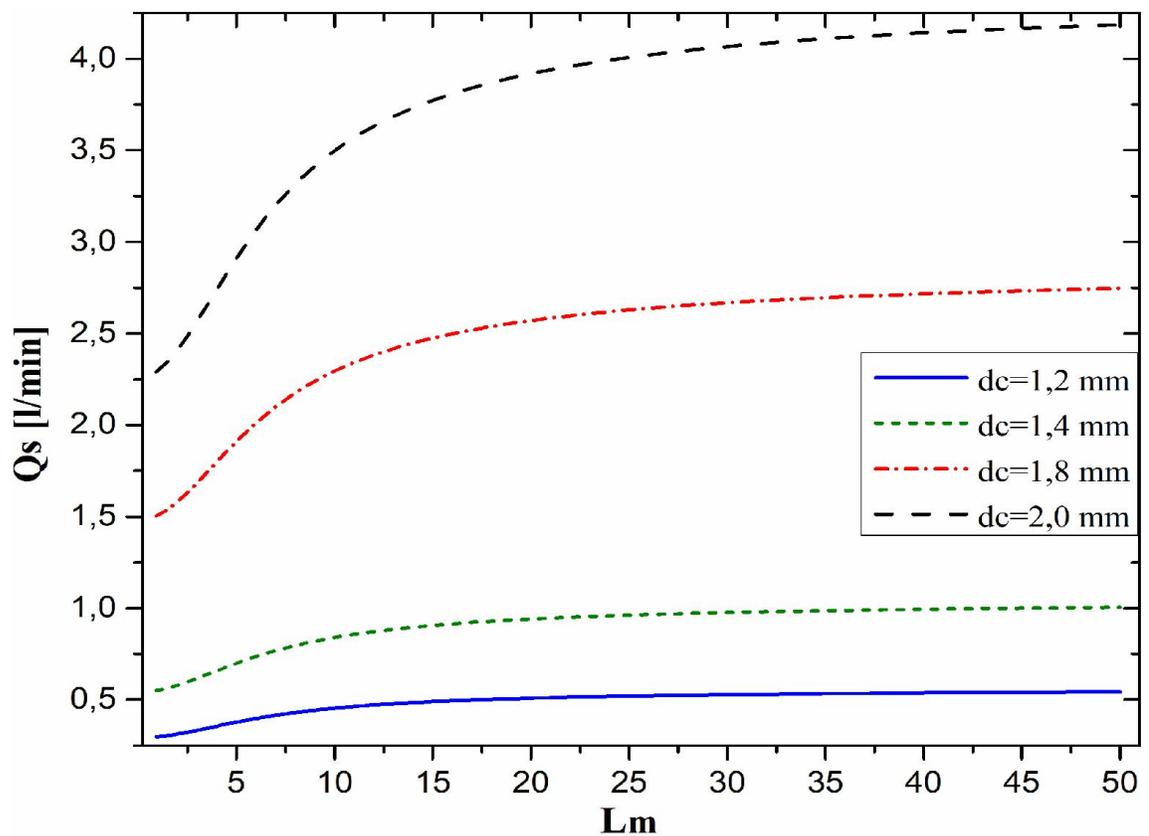
### III.4.1.2. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur le débit sortant $Q_s$

la figure III.3 représente les courbes de changement de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$ .

On note qu'il existe une relation directe entre le débit et le diamètre car le débit augmente avec l'augmentation du diamètre du capillaire.

Le changement de diamètre nous donne également un bon débit en tenant compte des valeurs de longueur appropriées.

Enfin, nous concluons que pour augmenter le débit, la largeur du capillaire doit être augmentée tout en diminuant sa longueur.



**Figure III.3** Variation de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$  avec

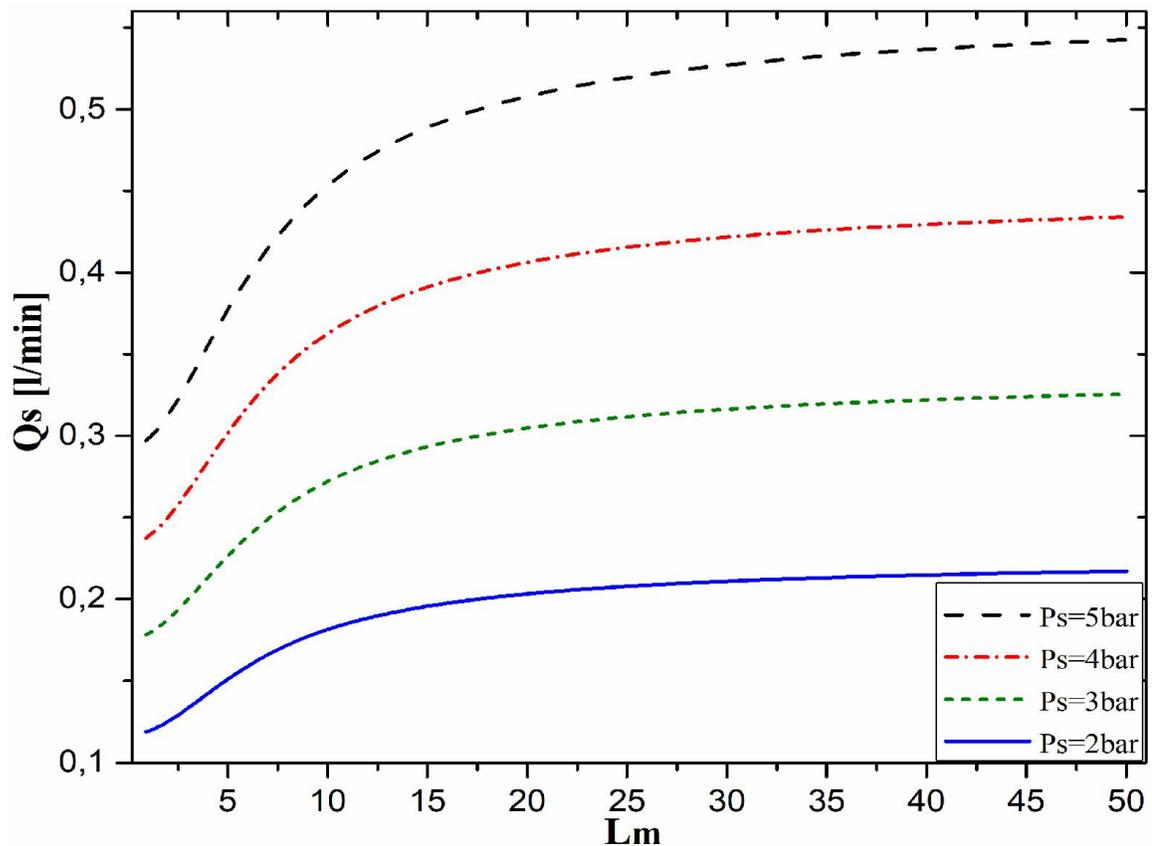
$$(\beta_0 = 0,4 \cdot P_s = 5 \text{ bar} \cdot l_c = 12 \text{ cm}).$$

### III.4.1.3. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur le débit sortant $Q_s$

La figure ci-dessous représente la variation de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ .

L'augmentation ou la diminution du débit est également affectée par la pression d'alimentation dans le cas statique, et c'est ce que l'on remarque dans la courbe, où il y a une proportion directe entre le débit et la pression.

Pour atteindre cet état physique, il est préférable que le fluide soit newtonien.



**Figure III.4** Variation de débit sortant  $Q_s$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $P_s$

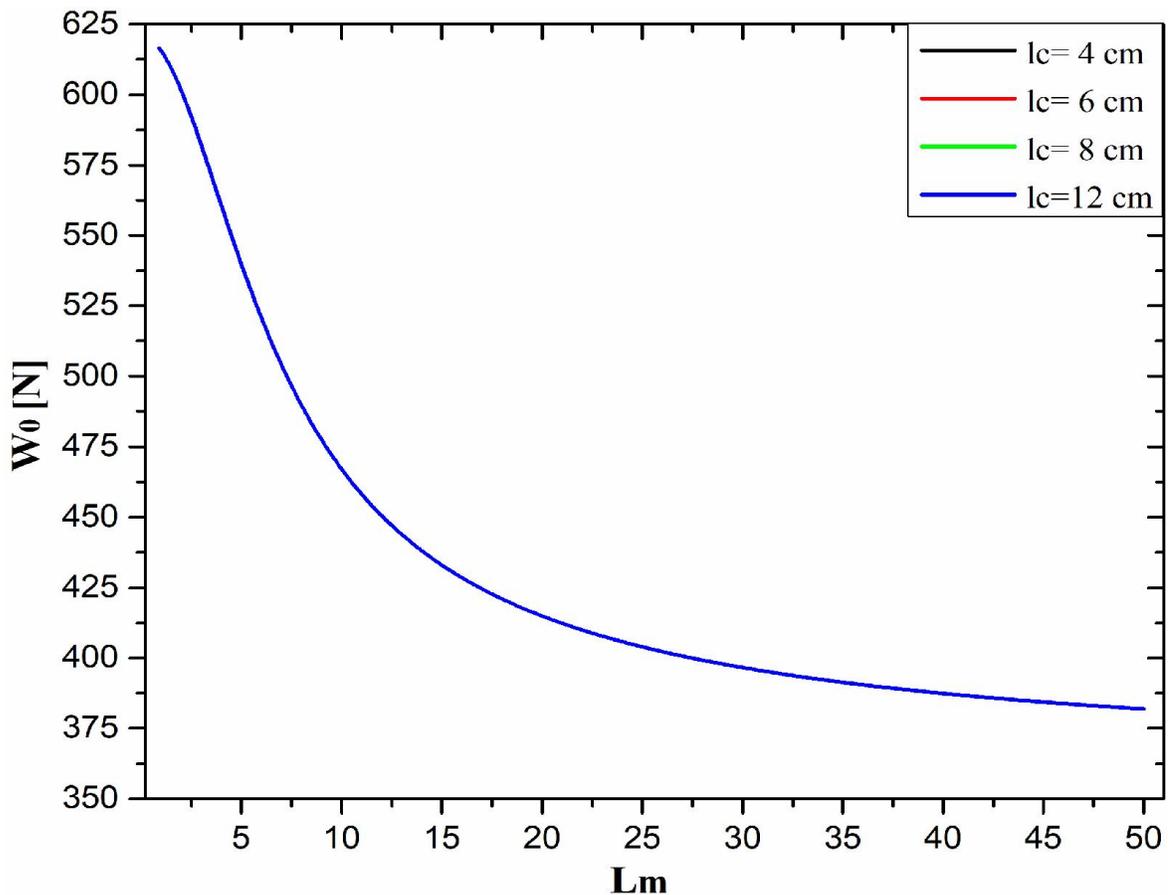
avec ( $\beta_0 = 0,4$  .  $l_c = 12\text{cm}$ .  $d_c = 1,2\text{mm}$ ).

#### III.4.1.4. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur la charge statique $W_0$

La Figure III.5 explique la variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$ .

Concernant la charge statique  $W_0$  nous remarquons que le changement des valeurs du capillaire  $l_c$  n'a pas affecté la courbe.

On note aussi que la charge statique diminue pour des petites valeurs de  $L_m$ , et de là on conclut que le type de fluide modifie la charge en cas statique. C'est pourquoi le fluide doit être surveillé et maintenu newtonien.



**Figure III.5** Variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$  avec

$$(\beta_0 = 0,4 \cdot P_s = 5 \text{ bar} \cdot d_c = 1,2 \text{ mm}).$$

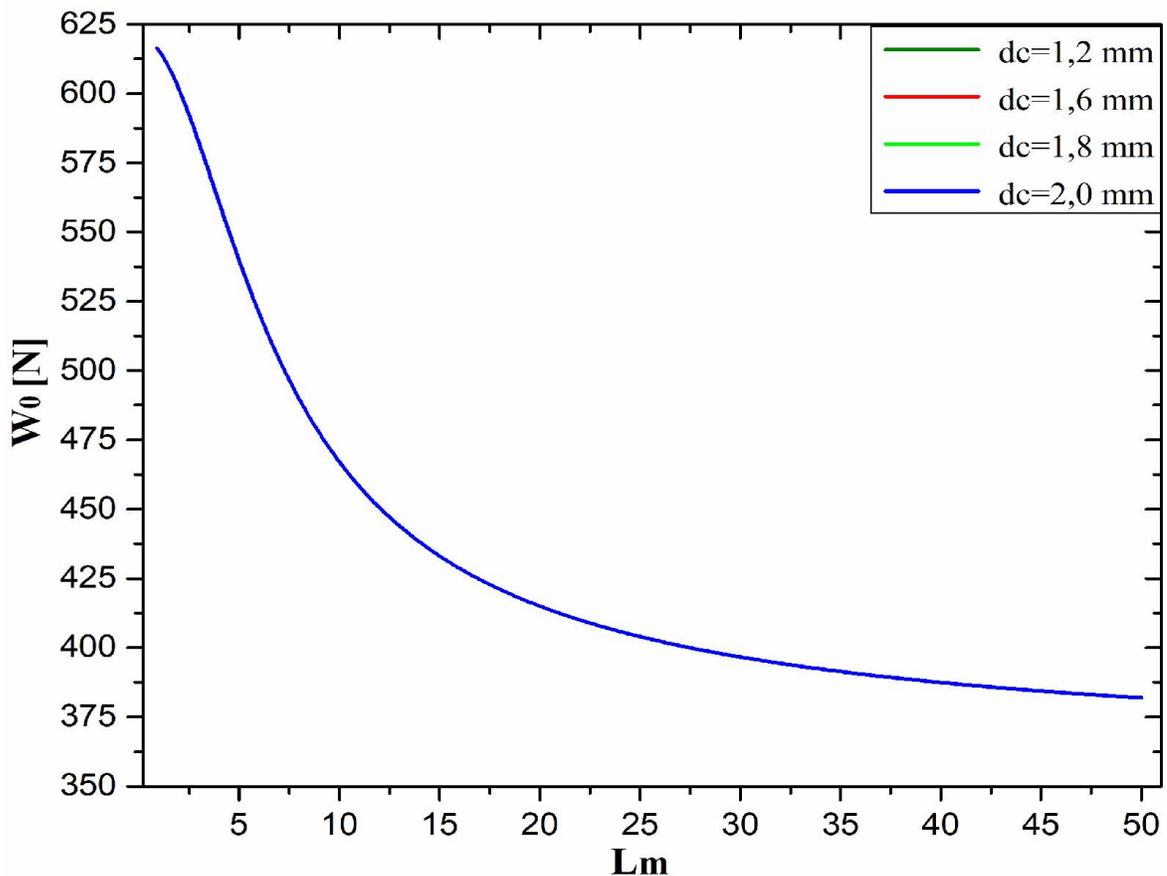
### III.4.1.5. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur la charge statique $W_0$

La figure III.6 montre la variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs du diamètre du capillaire  $d_c$ .

Le changement des valeurs de diamètre n'affecte pas plus la charge statique.

On note également que les valeurs de la charge statique diminuent à mesure que les valeurs de  $l_m$  diminuent.

En résultat final, afin de réduire la charge statique, le fluide doit être newtonien. Mais le changement de longueur et de diamètre du capillaire donne le même résultat.



**Figure III.6** Variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$

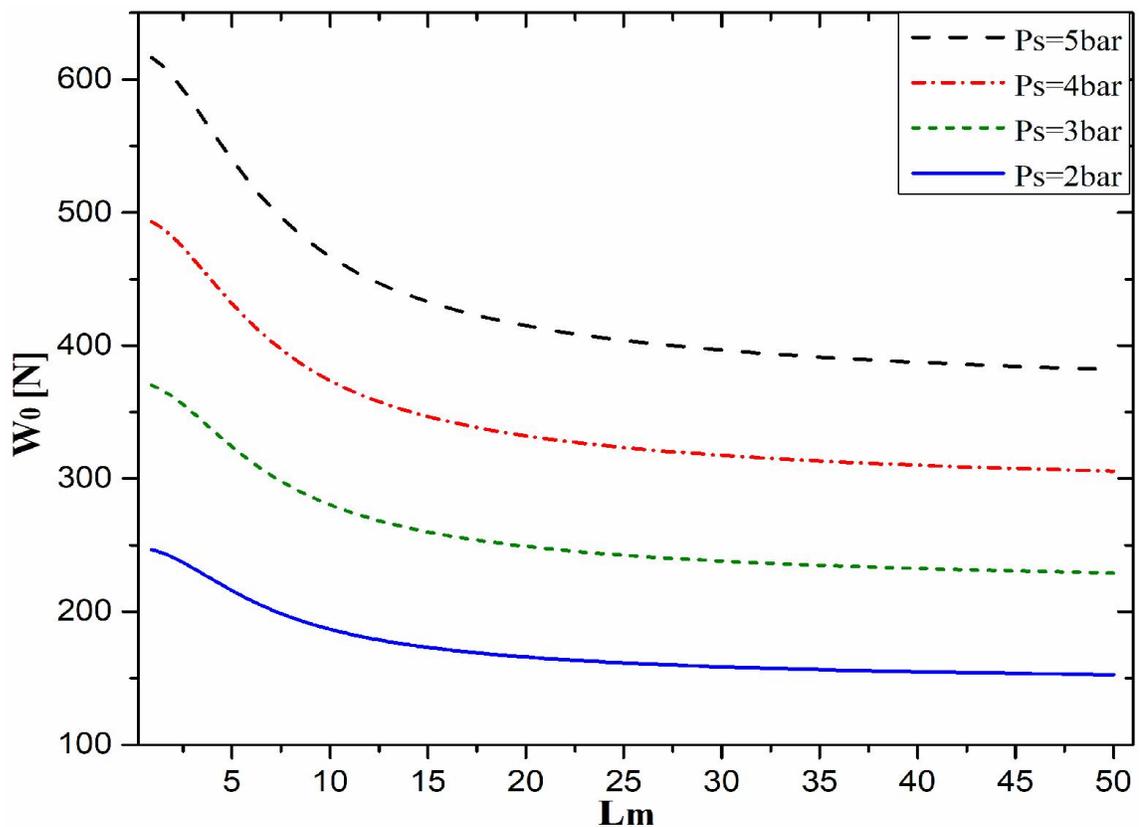
avec ( $\beta_0 = 0,4 \cdot P_s = 5 \text{ bar} \cdot l_c = 12 \text{ cm}$ ).

### III.4.1.6. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur la charge statique $W_0$

La figure III.7 montre la variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ .

On conclut de la courbe que : si on change les valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ , (on diminuant la pression), on voit que la charge statique  $W_0$  diminue avec elle .Ceci est fait lorsque les valeurs de  $l_m$  diminuent.

L'augmentation de la pression  $P_s$  augmente le débit, mais la charge a également augmenté avec elle. Il est donc préférable de la diminuer.



**Figure III.7** Variation de la charge statique  $W_0$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $P_s$

avec ( $\beta_0 = 0,4 \cdot l_c = 12\text{cm}$ .  $d_c = 1,2\text{mm}$ ).

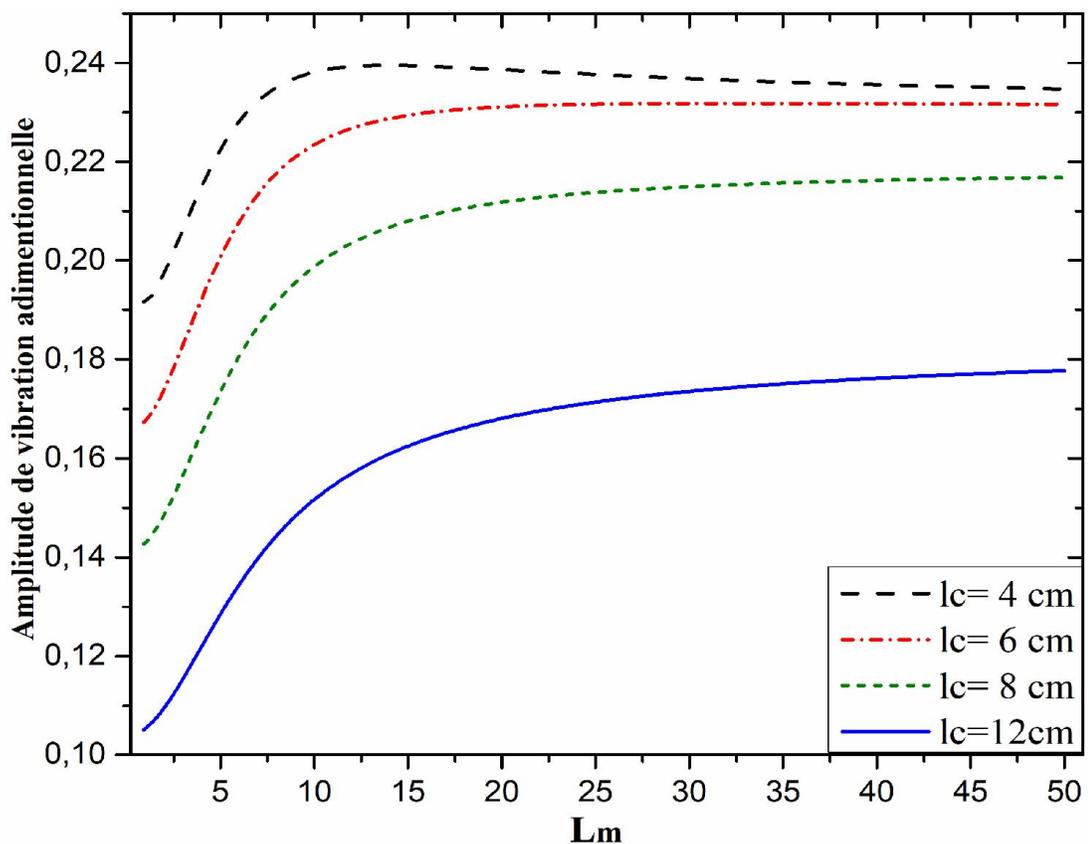
### III.4.2. L'étude dynamique

L'influence des paramètres géométriques du capillaire (longueur et diamètre) et la pression d'alimentation sur l'amplitude des vibrations, la force transmise et le débit totale.

#### III.4.2.1. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$

On remarque dans la figure ci-dessous la variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de longueur du capillaire  $l_c$ .

Dans le cas dynamique, la longueur du capillaire doit être augmentée car nous avons remarqué que les vibrations ont une faible valeur à la longueur  $l_c=12\text{cm}$ .



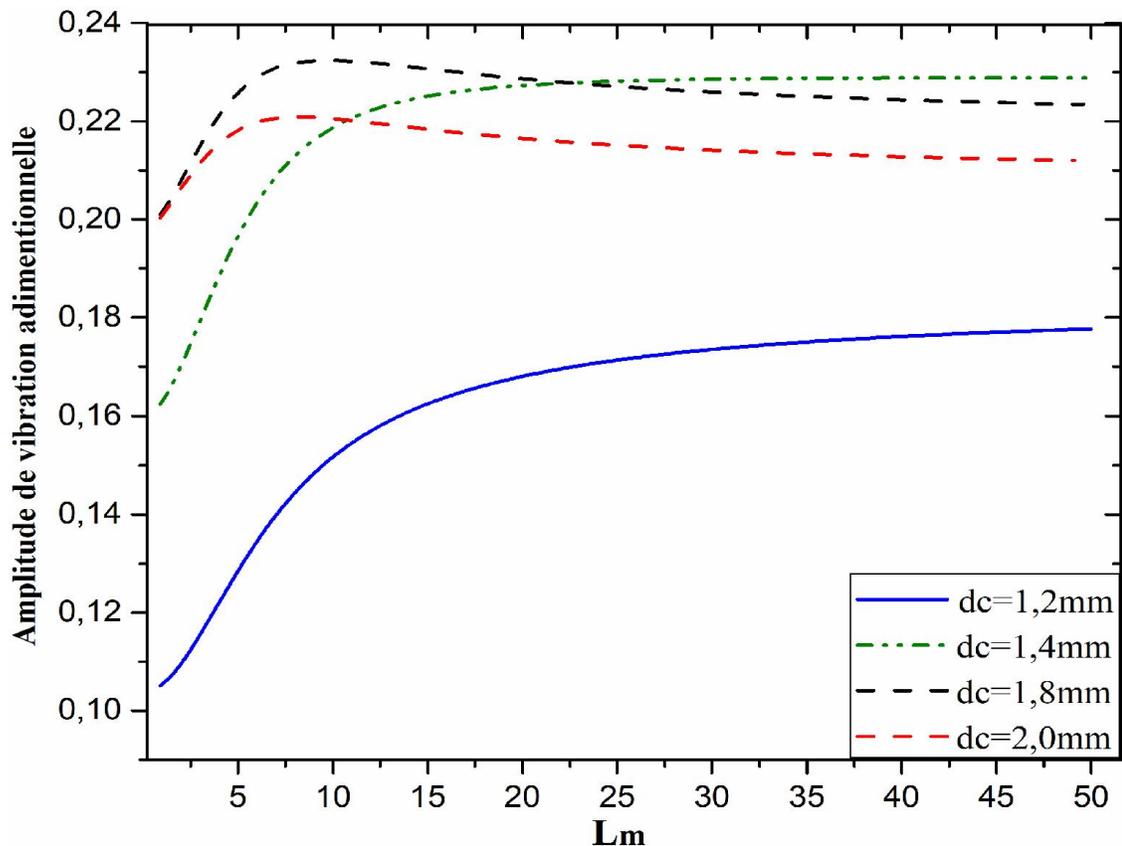
**Figure III.8** Variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$

avec ( $N^2 = 0,7$  .  $\omega = 8500\text{ trpm}$  .  $P_s = 5\text{ bar}$  .  $d_c = 1,2\text{mm}$ ).

### III.4.2.2. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$

La figure III.9 représente la variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs du diamètre  $d_c$ .

Lorsque nous avons augmenté progressivement les valeurs de diamètre, nous avons remarqué des perturbations, tandis que la valeur était stable dans la plus petit valeur  $d_c=1,2\text{mm}$ . Par conséquent il est nécessaire de travaillé avec le diamètre le plus faible possible du capillaire pour éviter les grosses vibrations.



**Figure III.9** Variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$

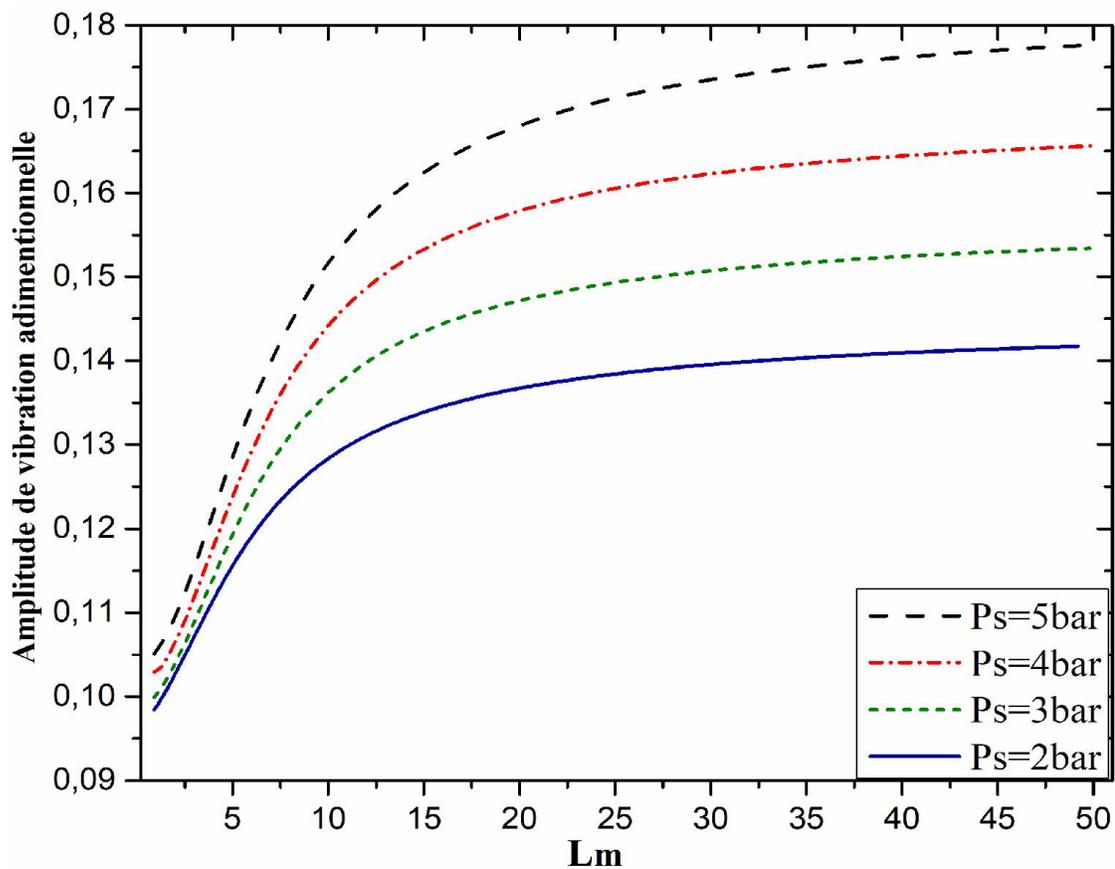
avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm .  $P_s = 5$  bar .  $l_c = 12\text{cm}$ ).

### III.4.2.3. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur l'amplitude des vibrations $\tilde{A}$

La figure III.10 montre la variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ .

Au début de la courbe, nous remarquons que la pression  $P_s$  n'affectait pas beaucoup l'amplitude des vibrations. Mais lorsque les valeurs de  $l_m$  et de pression diminuent, on remarque que les vibrations diminuent aussi.

Nous avons conclu que les valeurs les plus basses de l'amplitude  $\tilde{A}$ , lorsque le fluide est micropolaire.



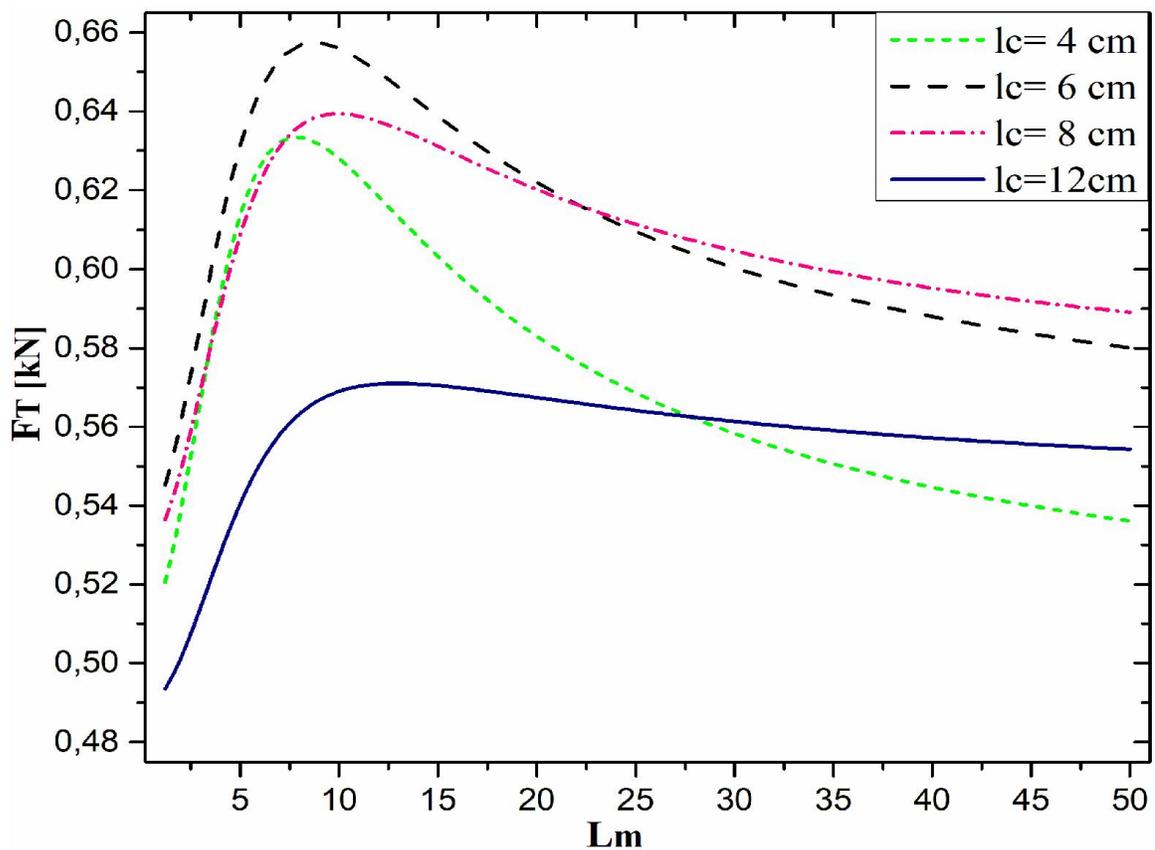
**Figure III.10** Variation de l'amplitude de vibration  $\tilde{A}$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $P_s$

avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm .  $l_c = 12$ cm .  $d_c = 1,2$ mm).

#### III.4.2.4. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur force transmise $F_T$

La Figure III.11 représente la variation de la force transmise  $F_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la longueur du capillaire  $l_c$ .

Lorsque nous modifions les valeurs de  $l_c$ , de la valeur 4 cm à la valeur 12 cm. Nous avons constaté qu'il y a des perturbations dans les valeurs de la force transmise. Donc le changement peut être déterminé en fonction de la longueur de l'élément du fluide micropolaire  $l_m$ .



**Figure III.11** Variation de la force transmise  $F_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$

avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm.  $P_s = 5$  bar .  $d_c = 1,2$ mm).

### III.4.2.5. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur la force transmise $F_T$

On remarque dans la figure ci-dessous la variation de la force transmise en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs du diamètre du capillaire  $d_c$ .

Lorsque les valeurs de diamètre  $d_c$  sont augmentées de 1,2 à 2 mm, les valeurs de la force  $F_T$  augmentent jusqu'à la valeur maximale, puis commencent à diminuer.

Et l'on remarque la valeur la plus faible de la force  $F_T$  à  $d_c=2$ mm.

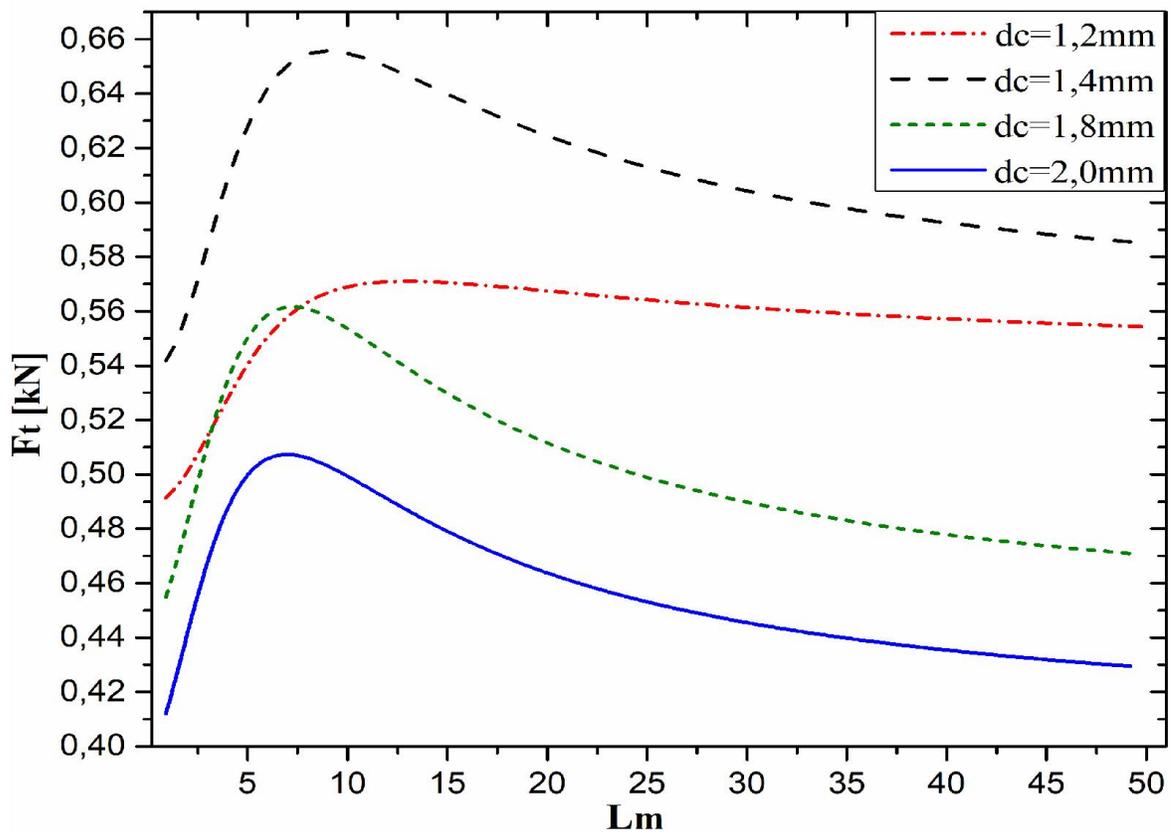


Figure III.12 Variation de la force transmise  $F_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$

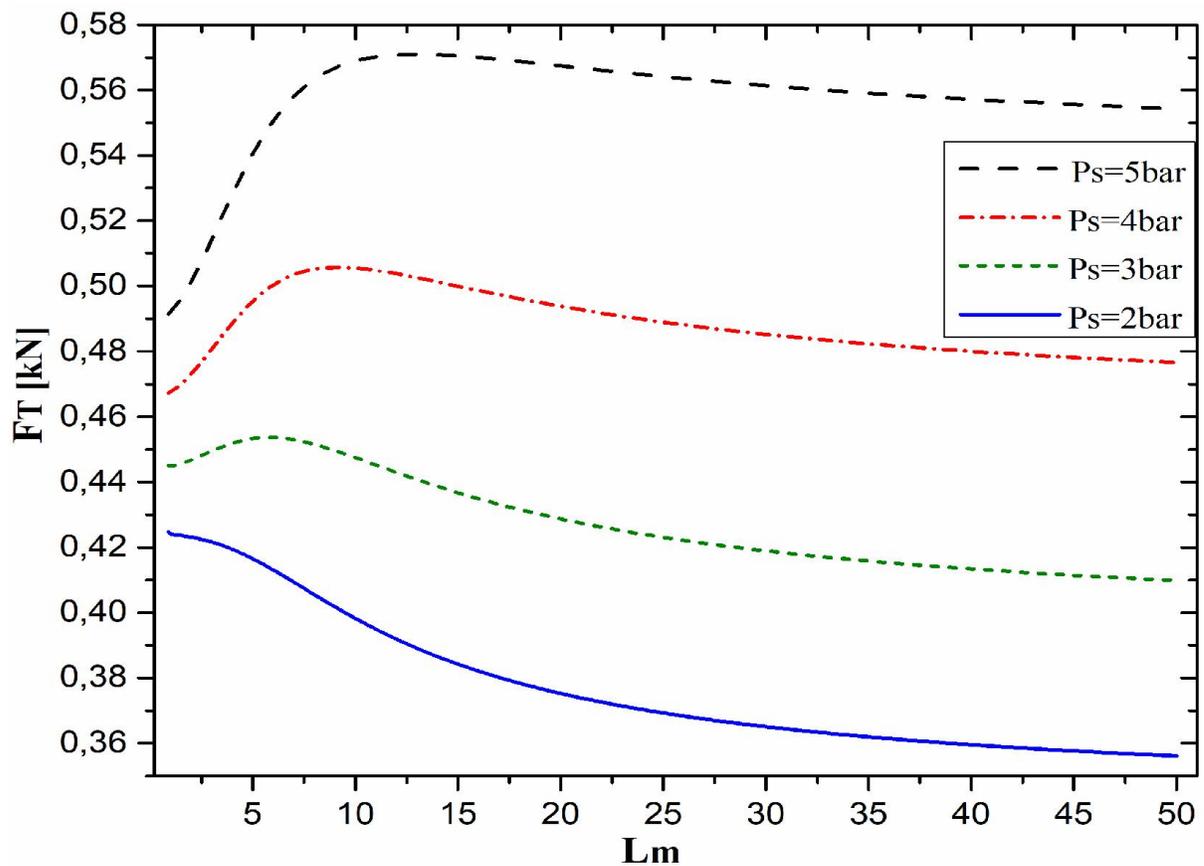
avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm.  $P_s = 5$  bar .  $l_c = 12$ cm).

### III.4.2.6. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur la force transmise $F_T$

La Figure III.13 montre la variation de la force transmise en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ .

Il y a une proportion directe aux valeurs entre la force transmise et la pression d'alimentation, ils augmentent et diminuent ensemble. La plus basse valeur de pression  $P_s$  atteint la plus faible valeur de la force  $F_T$ .

Et en remarque que la valeur de  $l_m$  en nette diminution, c'est à dire que le fluide newtonien fournit la moindre force transmise.



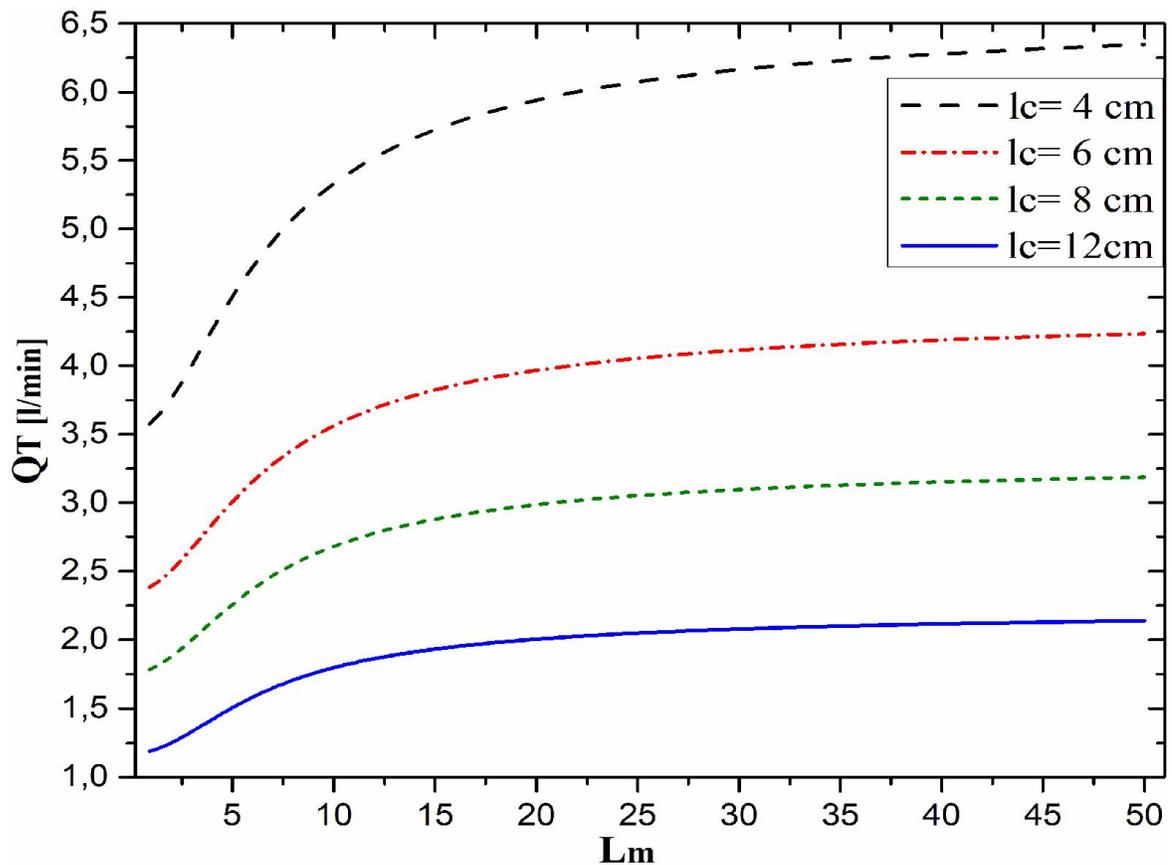
**Figure III.13** Variation de la force transmise  $F_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $P_s$

avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm .  $l_c = 12$ cm.  $d_c = 1,2$ mm).

### III.4.2.7. L'influence de la longueur du capillaire $l_c$ sur le débit total $Q_T$

On remarque dans la figure ci-dessous la variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la longueur  $l_c$ .

A travers les courbes, on constate que plus le capillaire n'est long, plus l'inverse affecte le débit. Car il commence à diminuer.



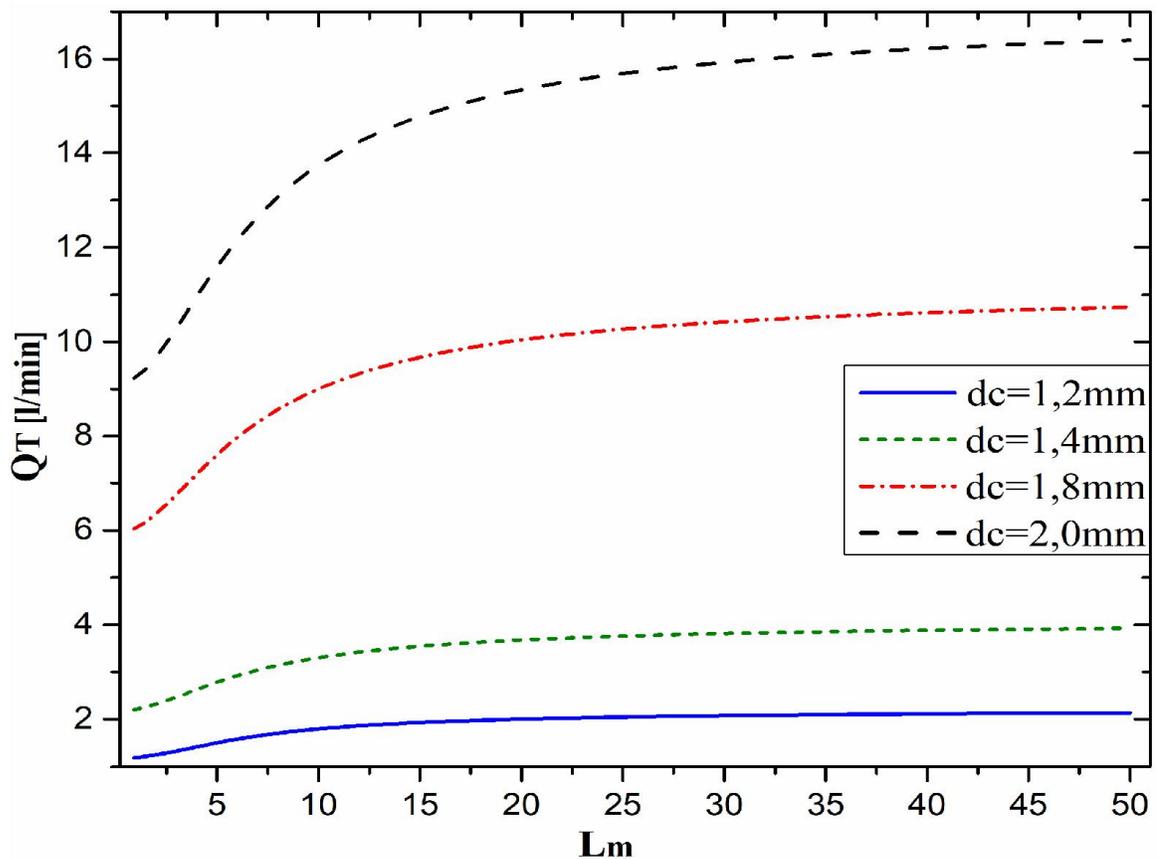
**Figure III.14** Variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $l_c$

avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm.  $P_s = 5$  bar .  $d_c = 1,2$ mm).

### III.4.2.8. L'influence du diamètre du capillaire $d_c$ sur le débit total $Q_T$

La Figure III.15 montre la variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs du diamètre du capillaire  $d_c$ .

On note que l'effet du diamètre est opposé à l'effet de la longueur sur le débit. Et c'est parce qu'un grand diamètre augmente la valeur du débit.



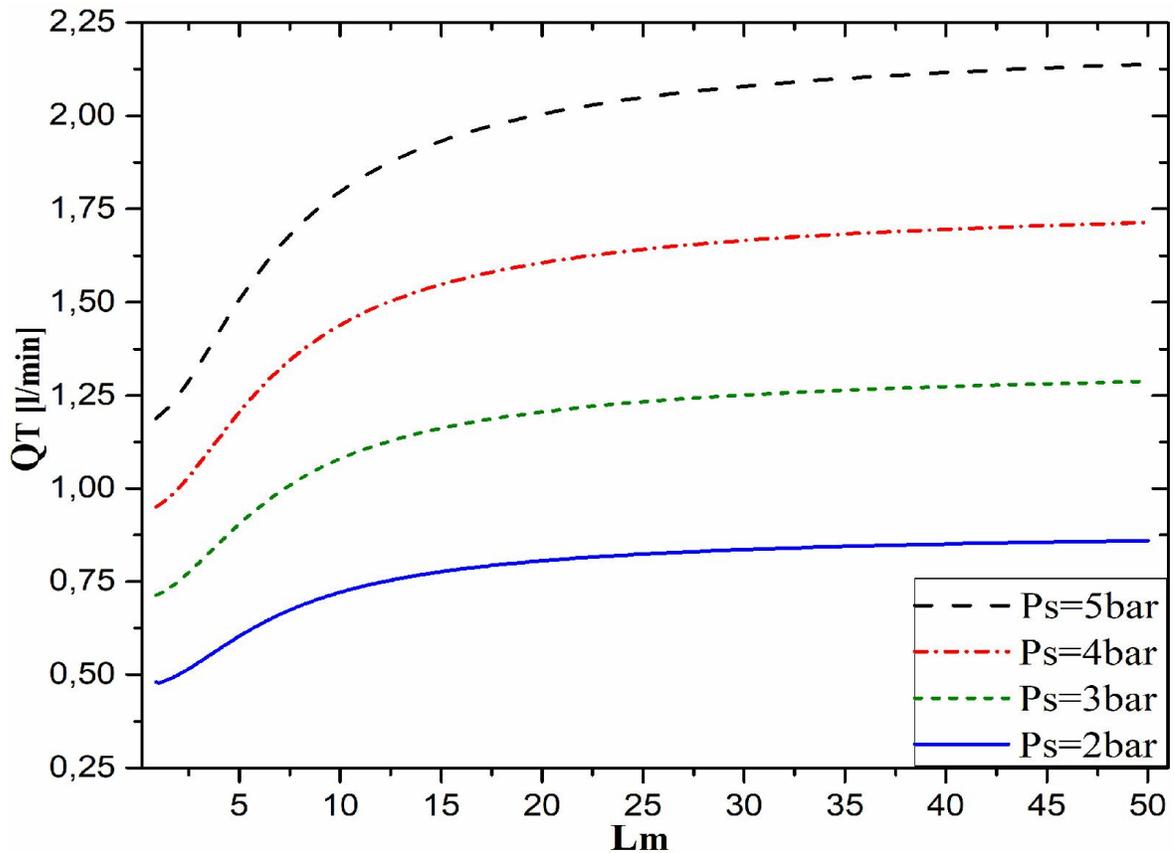
**Figure III.15** Variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $d_c$

avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm.  $P_s = 5 \text{ bar}$  .  $l_c = 12 \text{ cm}$ ).

### III.4.2.9. L'influence de la pression d'alimentation $P_s$ sur le débit total $Q_T$

La Figure III.16 montre la variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de la pression d'alimentation  $P_s$ .

Nous concluons du graphique que pour un grand débit dans le cas dynamique, la valeur de la pression  $P_s$  doit être augmentée, car il existe une proportionnalité directe entre eux.



**Figure III.16** Variation du débit total  $Q_T$  en fonction de  $L_m$  pour différentes valeurs de  $P_s$  avec ( $N^2 = 0,7$  et  $\omega = 8500$  trpm .  $l_c = 12\text{cm}$ .  $d_c = 1,2\text{mm}$ ).

### III.5. Conclusion

Dans ce dernier chapitre, nous présentons et interprétons les résultats, nous étudions l'effet de la géométrie du capillaire et la pression d'alimentation sur les paramètres dynamique et statique.

Ces résultats nous permettent de déterminer le type de capillaire approprié et la meilleure valeur de la pression d'alimentation, pour le cas dynamique et statique.

### Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons étudié un palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire, du côté dynamique et statique. Et cela se fait en connaissant l'effet de la géométrie du capillaire, et la pression d'alimentation si nous modifions leur valeur.

Les résultats sont les suivantes :

Dans le cas statique

- Pour obtenir un débit sortant  $Q_s$  élevé, nous prenons la plus petite longueur de capillaire  $l_c$  et son plus grand diamètre  $d_c$ , et l'alimentons avec la plus haute pression  $P_s$  disponible.
- La longueur de capillaire  $l_c$  et son diamètre  $d_c$  n'affectent pas la charge statique  $W_0$  lors du changement de leur valeur.

La pression doit être réduite pour réduire la valeur de la charge, mais comme la longueur et le diamètre n'affectent pas, nous déterminons la valeur de pression d'alimentation à partir du premier résultat, cela signifie que nous prenons la valeur la plus élevée de  $P_s$  et ceci afin de déterminer la valeur idéale avec laquelle travailler.

Dans le cas dynamique :

- Afin de réduire les vibrations, nous prenons la valeur la plus élevée pour la longueur  $l_c$  et le diamètre  $d_c$  le plus faible possible avec une faible pression  $P_s$ .
- Afin de réduire les forces transmises, nous prenons la valeur la plus élevée pour la longueur  $l_c$  et le diamètre  $d_c$  tout en laissant la pression faible.
- Quant au débit, il diminue en diminuant le diamètre  $d_c$ , augmentant la longueur  $l_c$  et en diminuant la pression d'alimentation  $P_s$  et vice versa.

Enfin, après avoir coordonné tous les résultats dans les conditions dynamiques et statiques, nous avons constaté que le capillaire approprié est de longueur  $l_c = 12\text{mm}$ , et de diamètre  $d_c = 1,2\text{ mm}$ , et qu'il doit être alimenté en pression  $P_s = 2\text{ bar}$ .

- [1] école d'ingénieurs de fribourg (e.i.f.) section de mécanique g.r. nicolet, revu en 2006 conception et calcul des éléments de machines volume 2 version 1, juin 2006.
- [2] h.yelle, cours3. Tribologie transmission de puissance : école polytechnique de Montréal; 2005.
- [3] GE Power Systems - 9001 E GT Bearings
- [4] SKF Roulements à billes à contact oblique SKF – la solution pour une durée de vie plus longue.
- [5] Grand dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse, Tome 12, pp, 63,1865.
- [6] 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.
- [7] Gérard P, “ Le palier fluide“, Mémoire des ingénieurs Civils de France, 1949, pp.106-134.
- [8] Shaw, M. C., & Macks, E. F. (1949). Analysis and lubrication of bearings. McGrawHill Boo.
- [9] Bouzidane, A. (2007). Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).
- [10] Bassani, R., & Piccigallo, B. (1992). Hydrostatic lubrication (Vol. 22). Elsevier.
- [11] Nicolas, D. (1995). Butées et paliers hydrostatiques. Ed. Techniques Ingénieur.
- [12] technique de l'ingénieur - Ti574 - Frottement, usure et lubrification - Réf. Internet : 42465 | 2nde édition.
- [13] Benariba Aboubakeur. Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-KhaldounTiaret; 2017-2018.
- [14] ERINGEN AC. Theory of micropolar fluids. Math Mech. 1966;16:1-18.

- [15] Martin G. Étude numérique des équations d'un fluide micropolaire 2001
- [16] 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.
- [17] Sharma SC, Ram N. Influence of micropolar lubricants on the performance of slotentry hybrid journal bearing. *Tribology International*. 2011;44:1852-6.
- [18] Allen S, Kline K. Lubrication theory for micropolar fluids. *Journal of Applied Mechanics*. 1971;38:646-50.
- [19] Shukla J, Isa M. Externally pressurised optimum bearing with micropolar fluid as lubricant. *Japanese Journal of Applied Physics*. 1975;14:275.
- [20] Prakash J, Sinha P. Lubrication theory for micropolar fluids and its application to a journal bearing. *International Journal of Engineering Science*. 1975;13:217-32.
- [21] Zaheeruddin K, Isa M. Micropolar fluid lubrication of one-dimensional journal bearings. *Wear*. 1978;50:211-20.
- [22] Tipei N. Lubrication with micropolar liquids and its application to short bearings. *Journal of tribology*. 1979;101:356-63.
- [23] Singh C, Sinha P. The three-dimensional Reynolds equation for micro-polar-fluidlubricated bearings. *Wear*. 1982, 76,199-209.
- [24] Gay Bayada, Nadia Benhaboucha, *Mathematical models and methods in Applied Sciences* 15(03), 343-374, 2005.
- [25] BELAHRACHE S. Analyse dynamique des corps continus en rotation : application aux arbres moteurs mentouri; 2007.
- [26] Benadda M. Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible supportée par des paliers hydrostatiques. Université Ibn-Khaldoun de Tiaret; 2014- 2015.
- [27]SAIMI A. Comportement vibratoire des roues aubagées: Aboubekr Belkaid-Tlemcen; 2012-2013.

## ملخص

لقد قمنا في هذا العمل بتقديم دراسة لحامل هيدروستاتيكي ذو أربع مساند مزيت بسائل ميكروبولار . يختلف سائل الميكروبولار عن النيوتوني بأنه تعرض للتلوث بجزيئات صغيرة صلبة ليست من جنس السائل نتيجة الإحتكاك بين العمود و الحامل وهذا أدى الى تغير خصائص زيت التشحيم.

ثم قمنا بتوظيف معادلة رينولدز المعدلة خصيصا لوصف سائل الميكروبولار , تم حلها باستعمال الطريقة التحليلية لنجد فيما بعد توزيع الضغط ثم باقي الخصائص.

ركزنا في دراسة هذا الحامل على التأثيرات الديناميكية ( أي في حالة الإشتغال) وفي حالة السكون (حالة التوقف) و هذا لنتوصل في الأخير إلى مقاومة هيدروليكية مثالية و الضغط المناسب لسائل التشحيم الميكروبولار الذي يمر من خلالها لتغذية الحامل الهيدروستاتيكي.

**كلمات دلالية :** حامل هيدروستاتيكي , سائل الميكروبولار, معادلة رينولدز , التشحيم الميكروبولاري.

## Résumé

Dans ce travail, nous avons présenté une étude d'un palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire. Le fluide micropolaire diffère du newtonien en ce qu'il a été soumis à une contamination par de petites particules solides qui ne sont pas du type fluide, Cela a conduit à une modification des propriétés du lubrifiant.

Ensuite, nous avons utilisé l'équation de Reynolds spécialement modifiée pour décrire le liquide micropolaire, elle a été résolue en utilisant la méthode analytique pour trouver plus tard la distribution de la pression, puis le reste des propriétés.

Nous nous sommes concentrés dans l'étude de ce palier sur les effets dynamiques (c'est-à-dire à l'état de travail) et statiques (à l'état de repos), afin d'atteindre au final une résistance hydraulique (capillaire) idéale et la pression appropriée pour le fluide lubrifiant micropolaire qui passe à travers elle pour alimenter le palier hydrostatique.

**Mots clés :** palier hydrostatique, fluide micropolaire, équation de Reynolds, lubrification micropolaire.

## Abstract

In this work, we have presented a study of a hydrostatic holder lubricated with a micropolar liquid. Micropolar fluid differs from Newtonian in that it was subjected to contamination with small solid particles that are not of the fluid type as a result of friction between the shaft and the carrier, This led to a change in the properties of the lubricating oil.

Then we employed the specially modified Reynolds equation to describe the micropolar liquid, it was solved using the analytical method to find later the pressure distribution and then the rest of the properties.

We focused in the study of this bearing on the dynamic (ie in the working state) and static (the resting state) effects, in order to reach in the end an ideal hydraulic resistance and the appropriate pressure for the micropolar lubricating fluid that passes through it to feed the hydrostatic bearing.

**Keywords :** hydrostatic holder, micropolar fluid, Reynolds equation, micropolar lubrication.