

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

Option : Construction Mécanique

### Thème

Étude statique d'un palier hydrostatique  
à quatre patins lubrifiés par un  
ferrofluide

Préparé par :

M. HASSNI Moustafa

M. MALEK Djamel Eddine

Soutenu publiquement le : 15/ 07 / 2021, devant le jury composé de :

M.BOUZIDANE Ahmed	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun-Tiaret)	Président
M.BENARIBA Boubakeur	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun-Tiaret)	Examineur
M.ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun-Tiaret)	Examineur
M.DEBBIH Senouci	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun-Tiaret)	Encadreur

Année universitaire : 2020 - 2021

# *Remerciements*

Tout d'abord on remercie avant tout Allah le tout puissant qui nous a donné la force, le courage et la volonté pour atteindre notre objectif et accomplir ce travail.

On remercie vivement notre directeur de mémoire de Master M. DEBBIH Senouci de nous avoir encadrés, orientés, aidés et conseillés.

Nos vifs remerciements aux membres du Jury, M. BOUZIDANE Ahmed, M.ABOSHIGHIBA M.Hicham et M. BENARIBA Boubakeur pour avoir accepté d'examiner ce mémoire.

Nous remercions tous les enseignants qui ont contribué à notre formation durant les cycles de Licence et de Master et surtout aux enseignants de département de Génie Mécanique et en particulier ceux de la spécialité Construction mécanique.

En fin un grand merci à nos amis et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail et à nos familles HASNI et MALEK pour leur soutien.

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à mes chers parents pour leur soutien, leur encouragement, leur amour, leur tendresse et leur prière durant mon parcours scolaire*

*A mes frères : Toufik, Nasro, Rachid, Nour, bozyan et Yahya.*

*A toute ma famille*

*À mon binôme M. Djamel*

*À mes chères amies qui m'ont toujours encouragé, S. Khaled, G. Mohamed, G. Mokhtar, et H. Youcef*

*A tous ceux que j'aime, je dédie ce mémoire*

*Moustafa*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à mes chers parents pour leur soutien, leur encouragement, leur amour, leur tendresse et leur prière durant mon parcours scolaire*

*À mes frères : Abderrahman, Ahmed, Abdlah, Lhdje*

*À toute ma famille*

*À mon binôme H. Moustafa*

*À mes chères amies qui m'ont toujours encouragé, S. Khaled*

*G. Mohamed, G. Mokhtar, et H. Youcef*

*À tous ceux que j'aime, je dédie ce mémoire*

*Djamel*

# SOMMAIRE

DEDICACE .....	I
REMERCIEMENTS .....	II
Table des matières.....	III
LISTE DES FIGURES .....	V
NOMENCLATURE.....	VI
INTRODUCTION .....	01

## Chapitre I : Étude bibliographique

I.1 INTRODUCTION :.....	01
I.2. PALIERS :.....	01
I.3 DIFFERENTS TYPES DE PALIERS : .....	01
I.3.1 Paliers à roulements :.....	01
I.3.2 Paliers lisses :.....	02
I.3.3 Paliers magnétiques :.....	03
I.3.5 Paliers hydrostatiques :.....	04
I.3.5.1 Les travaux antérieurs :.....	04
I.3.5.2 définition :.....	07
I.3.5.3 Palier hydrostatique à trois patins :.....	08
I.3.5.4 Palier hydrostatique à quatre patins :.....	08
I.3.5.5.Principe de fonctionnement (lubrification hydrostatique) :.....	09
I.3.5.6 Caractéristiques des paliers hydrostatiques : .....	13
I.3.5.7 Avantages :.....	13
I.3.5.8 Inconvénients : .....	14
I.3.5.9. Film fluide amortisseur :.....	15
I.4. FLUIDES INTELLIGENTS : .....	16
I.4.1 Ferrofluides :.....	16
I.4.2 Propriétés principales : .....	17
I.4.3 Influence de la nature du champ magnétique :.....	18
I.4.4. Influence de la direction du champ magnétique :.....	18

## Chapitre II : Etude statique et dynamique

II.1.INTRODUCTION :	21
II.2. ETUDE STATIQUE :	21
II.2.1. Schématisation d'un palier à une butée hydrostatique :	21
II.2.1.1. EQUATION DE REYNOLDS :	23
II.2.1.2. Méthode analytique :	23
II.2.1.2. CALCUL DES CARACTERISTIQUES STATIQUES :	25
II.2.1.2.1. Charge portante :	25
II.2.1.2.2. Débit de lubrifiant :	26
a) Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z :	26
b) Débit de la variation du volume dans l'alvéole :	26
c) Débit des résistances hydrauliques de type capillaire :	27
II.2.2.1.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :	28
II.3. ETUDE DYNAMIQUE :	29
II.3.1. Modélisation linéaire :	29
II.3.2. Calcul des caractéristiques dynamiques :	31
II.3.2.1. Coefficient de raideur :	31
II.3.2.2. Coefficient d'amortissement :	31
II.3.2.3. Taux d'amortissement : Le taux d'amortissement est défini par la variation de la charge sur le double de la racine carrée du et il est donné par la relation :	32
II.3.2.4 Calcul des coefficients dynamiques équivalents :	32
a) Coefficients de raideur équivalents.....	32
b) Coefficients d'amortissement équivalents :	32

## Chapitre III : Résultats et Discussions

III-1. INTRODUCTION :.....	37
III-2. METHODE DE RESOLUTION ET ORGANIGRAMME :.....	37
III-3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS : .....	39
III.3.1. Analyse de l'épaisseur du film : .....	39
III-3.2. Analyse du rapport de pression : . .....	39
III.3.3. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamique. ....	40
III.3.3.1. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques. ....	40
III.3.3.1.1. Influence sur la charge statique et dynamique.....	40
III.3.3.1.2. Influence sur le débit.....	43
III.3.3.2. Influence du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les caractéristiques dynamiques. ....	45
III.3.3.2.1. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les coefficients de la raideur et d'amortissement : .....	45
III.3.3.2.2. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur le taux d'amortissement : .....	47
Conclusion Générale.....	VIII
Références bibliographiques.....	XI
RESUME.....	XI

## Nomenclatures

Symboles	Désignations	Unités
$A, L$	Longueur du patin	[m]
$B$	Largeur du patin	[m]
$a$	Longueur d'alvéole	[m]
$b$	Largeur d'alvéole	[m]
$h_1, h_2, h_3, h_4$	Épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à .	[m]
$h_0$	Épaisseur du film en position centrée.	[m]
$h_i$	Épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet.	[m]
$V_1, V_2, V_3, V_4$	Vitesse d'écrasement du grain mobile relative à .	[m.s <sup>-1</sup> ]
$H$	Champ magnétique	[A.m <sup>-1</sup> ]
$P_a$	Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.	[Pa]
$P_s$	Pression d'alimentation.	[Pa]
$d_c, L_c$	Caractéristiques géométriques du capillaire.	[m]
$\mu_{FR}$	Viscosité dynamique.	[Pa. s]
$\rho$	Densité du fluide.	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\alpha^2$	Constant du matériau.	[m <sup>3</sup> . A <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\eta$	Viscosité du Ferro fluide,	[kg .m <sup>-1</sup> . s <sup>1</sup> ]
$W_{pi}$	Charge portante relative à la butée à simple effet.	[N]
$S$	Surfaces de contact	[m <sup>2</sup> ]
$S_1$	Surface de l'alvéole.	[m <sup>2</sup> ]
$S_2$	la surface des portées de largeur $b_1$	[m <sup>2</sup> ]
$d_s$	Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet élément d'aire.	[m <sup>2</sup> ]
$Q_{xi}$	Débit volumique sortant suivant l'axe x relatif à la butée à simple effet.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_{zi}$	Débit volumique sortant suivant l'axe z relatif à la butée à simple effet.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_{vol i}$	Débit volumique du fluide.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$u_{zi}$	Vitesse du fluide	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_i$	Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet	[m <sup>3</sup> ]
$e_i$	Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet	[m]
$e_a$	Profondeur de l'alvéole.	Tapez une équ

$\lambda$	Paramètre de Jenkins	<b>[m]</b>
$K_Q$	Coefficient du débit.	
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement.	
$\mu$	Susceptibilité magnétique.	
$K_w$	Coefficient de la charge	
$\beta_i$	Rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe.	
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement.	
$K_{pi}$	Coefficient de raideur.	
$K_c$	Paramètre de capillaire	
$\varepsilon$	L'excentricité relative	

## **LISTE DES FIGURES**

### **Chapitre I**

<b>Figure 1.1 :</b> <i>Constitution de roulements. (a) roulement à billes</i>	
<i>(b) roulement à rouleaux .....</i>	<b>02</b>
<b>Figure 1.2 :</b> <i>Palier lisse .....</i>	<b>03</b>
<b>Figure 1.3 :</b> <i>Paliers magnétiques. ....</i>	<b>03</b>
<b>Figure 1.4 :</b> <i>Palier hydrodynamique .....</i>	<b>04</b>
<b>Figure 1.5 :</b> <i>palier hydrostatique. ....</i>	<b>07</b>
<b>Figure 1.6 :</b> <i>Exemples d'un paliers hydrostatiques .....</i>	<b>07</b>
<b>Figure 1.7 :</b> <i>Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins.....</i>	<b>08</b>
<b>Figure 1.8 :</b> <i>Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.....</i>	<b>08</b>
<b>Figure 1.9 :</b> <i>Schématisation d'une butée hydrostatique. ....</i>	<b>09</b>
<b>Figure 1.10 :</b> <i>Alimentation à débit constant. ....</i>	<b>10</b>
<b>Figure 1.11 :</b> <i>Alimentation à pression constante.....</i>	<b>11</b>
<b>Figure 1.12 :</b> <i>Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique .....</i>	<b>12</b>
<b>Figure 1.13 :</b> <i>Schéma d'un film fluide amortisseur .....</i>	<b>15</b>
<b>Figure 1.14</b> <i>Configurations des paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques.....</i>	<b>15</b>
<b>Figure 1.15 (a)</b> <i>Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué</i>	
<i>(b) La couche de surfactant autour d'une particule d'un ferrofluide.....</i>	<b>16</b>
<b>Figure 1.16</b> <i>Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué.....</i>	<b>17</b>
<b>Figure 1.17</b> <i>Influence de la direction du champ magnétique H sur l'écoulement un ferrofluide, la verticité étant parallèle à l'axe x.....</i>	<b>19</b>

<b>Figure 1.18</b> <i>Évolution de la viscosité d'un ferrofluide selon la direction perpendiculaire et parallèle au sens de l'écoulement.....</i>	<b>19</b>
---	-----------

## **Chapitre II**

<b>Figure II.1.</b> <i>Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins alimenté par un Ferrofluides .....</i>	<b>21</b>
--	-----------

<b>Figure II.2....</b> <i>Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique.....</i>	<b>22</b>
---	-----------

<b>Figure II. 3.</b> <i>Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier excentré) .....</i>	<b>22</b>
--	-----------

<b>Figure II.4.</b> <i>Système d'axe.....</i>	<b>24</b>
---	-----------

<b>Figure II.5.</b> <i>Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue .....</i>	<b>25</b>
---	-----------

<b>Figure II.6</b> <i>Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue .....</i>	<b>25</b>
--	-----------

<b>Figure II.7 :</b> <i>Résistance hydraulique de type capillaire .....</i>	<b>27</b>
---	-----------

<b>Figure II.8 :</b> <i>Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins .....</i>	<b>30</b>
--	-----------

## **Chapitre III**

<b>Figure III.1 :</b> <i>Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de l'excentricité relative pour différentes valeurs de <math>\lambda</math> .....</i>	<b>34</b>
--	-----------

<b>Figure III.2 :</b> <i>Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.....</i>	<b>35</b>
---	-----------

<b>Figure III.3 :</b> <i>Variation du rapport de pression <math>\beta_i</math> en fonction de l'excentricité .....</i>	<b>36</b>
--	-----------

<b>Figure III.4.</b> <i>Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique <math>V=0m/s</math> .....</i>	<b>37</b>
--	-----------

<b>Figure III.5 a.</b> <i>Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique <math>V=0.001m/s</math> .....</i>	<b>38</b>
---	-----------

<b>Figure III.5b.</b> <i>Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique <math>V=0.005m/s</math>.....</i>	<b>38</b>
---	-----------

<b>Figure III. 6a.</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit $V=0.001\text{m/s}$ $\beta_0 = 0.67$ .....	<b>39</b>
<b>Figure III.6b.</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le Débit $V=0.005\text{m/s}$ $\beta_0 = 0.67$ .....	<b>40</b>
<b>Figure III.6c.</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit $V=0.001\text{m/s}$ $\beta_0 = 0.57$ .....	<b>40</b>
<b>Figure III.6d.</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit $V=0.005\text{m/s}$ $\beta_0 = 0.57$ .....	<b>41</b>
<b>Figure III.7</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.....	<b>42</b>
<b>Figure III.8 :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient d'amortissement.....	<b>42</b>
<b>Figure III.9 :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement.....	<b>43</b>

## INTRODUCTION GENERALE

La tendance d'augmenter les vitesses de rotation des machines tournantes exige des conceptions de rotors qui doivent fonctionner au delà d'une ou plusieurs de leurs vitesses critiques. Ces rotors fonctionnent alors dans leur mode flexible et sont sujets à des vibrations importantes. Lorsque les méthodes passives ne suffisent pas pour amortir les vibrations générées, on doit alors avoir recours à des techniques de contrôle des vibrations des rotors à l'aide de paliers intelligents.

L'emploi de l'amortissement par écrasement du film d'huile SFD (squeeze film dampers), constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques. Trois manières de contrôle peuvent être assurées :

- ❖ Changement des dimensions du film lubrifiant.
- ❖ Changement des caractéristiques du fluide en utilisant un ferrofluide
- ❖ Changement des conditions aux limites.

Nous avons axé notre travail sur les études des caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique intelligent à quatre patins identiques ayant chacun un alvéole central, contrôlé et alimenté par un ferrofluide, à travers du quatre résistances hydrauliques de type capillaire. Nous considérons ici que l'écoulement est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent.

Dans le premier chapitre, nous présentons une étude bibliographique résumant les travaux les plus significatifs sur les paliers hydrostatiques, les paliers intelligents utilisant les ferrofluides que nous avons adoptés.

Dans le chapitre II, nous présentons une étude statique et dynamique du palier hydrostatique intelligent à quatre patins en utilisant une méthode analytique. Dans cette étude, le régime d'écoulement est considéré laminaire, isotherme et permanent

- ❖ Dans le chapitre III, nous présentons les résultats et les interprétations concernant l'influence du rapport de pression et du champ électrique sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un Changement des caractéristiques du fluide en utilisant un ferrofluide.

- ❖ Enfin nous dégagerons dans une conclusion générale sur les principaux résultats concernant l'effet du fluide. Changement des caractéristiques du fluide en utilisant un ferrofluide sur les caractéristiques statiques et dynamique d'un palier hydrostatique intelligent.

## I.1 Introduction :

Ce chapitre expose le contexte du travail de notre recherche en exposant une étude bibliographique portant sur la lubrification des paliers hydrostatiques utilisant un ferrofluide afin de réduire les vibrations et augmenter la productivité et le rendement des machines tournantes. Nous présentons dans un premier temps les différents types des paliers, une description a été faite pour leurs principe de lubrification et de fonctionnement et mettre en lumière les avantages et les inconvénients pour chaque catégorie. La deuxième partie concerne un aspect magnétique où nous expliciterons le comportement et la nature magnétique du ferrofluide, les caractéristiques générales, l'effet d'un champ magnétique sur leurs propriétés et ses applications. Le rôle du ferrofluide dans ce contexte est détaillé, ainsi que les conditions auxquelles il est soumis.

## I.2. Paliers :

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission qui permettent le mouvement relatif entre deux surfaces grâce à l'emploi de lubrifiants et de matériaux de guidage adaptés au problème et dites matériaux antifricction. Ce mouvement est freiné par une force résistante qui a pour effet de: provoquer l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces à grande vitesse.

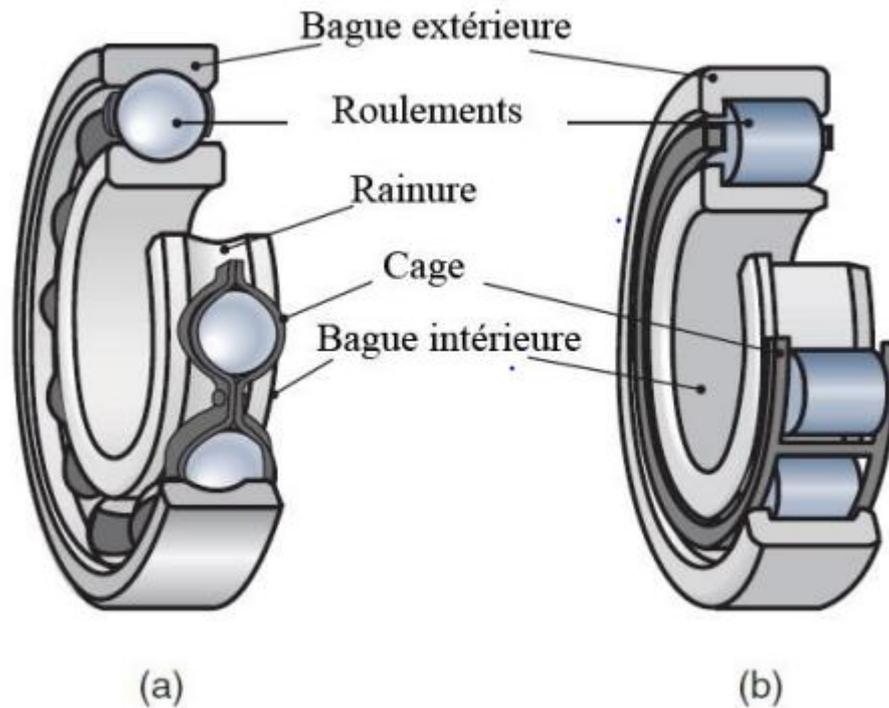
La solution de ces problèmes consiste à réduire la friction ou bien supprimer tout contact entre les deux surfaces. La sélection d'un palier doit être effectuée sur une base technique qui prend en compte les caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects.

## I.3 Différents types de paliers :

### I.3.1 Paliers à roulements :

La majorité des roulements sont composés d'une bague intérieure et d'une bague extérieure, d'éléments roulants (billes ou rouleaux), et d'une cage. Les éléments roulants situés entre les deux bagues du roulement sont maintenus à égale distance les uns des autres par la cage qui les guide et facilite leur rotation. La surface sur laquelle roulent les éléments roulants est appelée « chemin de roulement ». Elle supporte les charges appliquées aux roulements. En général, la bague intérieure est montée sur l'arbre et la bague extérieure dans le logement. [1]

Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux lesquels ne fournissent qu'un amortissement très faible. Il en résulte des pics de vibration d'amplitude dangereusement importante lorsque des vitesses critiques sont traversées. La vitesse maximale d'un palier à roulement croît lorsque le diamètre du rotor et la charge diminuent. A titre d'exemple, la vitesse maximale d'un palier à roulement ordinaire supporté par un arbre de diamètre. [2]



*Figure I.1. Constitution de roulements.*

*(a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [3]*

### **I.3.2 Paliers lisses :**

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés, les plus simples sont constitués d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire  $360^\circ$ ). Sous l'application d'une charge, les centres du coussinet et de l'arbre ne coïncident plus et il existe un coin convergent-divergent dans le film. La rotation de l'arbre entraîne du fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression qui s'oppose à la charge et qui l'équilibre. Ces deux éléments sont alors totalement séparés par le film lubrifiant. Dans certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, ...etc. [4]



*Figure I.2 : Paliers lisses. [5]*

### **I.3.3 Paliers magnétiques :**

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement sans contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussière ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance. [6]



*Figure I.3: Paliers magnétiques [7].*

### I.3.4 Paliers hydrodynamiques :

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). [8]



*Figure I.4 : Palier hydrodynamique. [9]*

### I.3.5 Paliers hydrostatiques :

#### I.3.5.1 Les travaux antérieurs :

L'existence de la lubrification hydrostatique [10] était connue avant le début de ce siècle. Ainsi, L.D. Girard en 1865 démontra le principe de la séparation des surfaces et de la réduction de frottement par injection d'huile sous pression. Cependant le calcul des performances de ces mécanismes ne peut se faire qu'à partir de la théorie de Reynolds.

Cette étude bibliographie présente les travaux antérieurs et les plus récents portant sur les butées hydrostatiques, paliers hydrostatiques et hybrides.

-En 1917, Lord Rayleigh [10] fut le premier à présenter l'analyse d'un système Hydrostatique et à calculer la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale.

- En 1948, Gérard [10] a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur, selon la pression d'alimentation, était comprise entre 5,107 et 108 N.m. Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'alésoirs et de rectifieuses de grande précision.
- Dès 1949 Shaw et Macks [10] 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. Si les résistances hydrauliques sont des capillaires, on obtient un système linéaire où les inconnues sont les pressions dans les alvéoles. Dans le cas d'un orifice en paroi mince, on a un système non linéaire.
- L'approche analytique a été par la suite, reprise par Chaomleffel J.P. [11] et Rowe.W.B.[2] pour calculer les Coefficients dynamiques d'un palier hybride centré.
- San Andres [12] a également utilisé cette approche pour déterminer les coefficients dynamiques d'un palier en tenant compte de la compressibilité du fluide dans les alvéoles. Ce calcul approché donne de bons résultats lorsque le palier est centré et que les distances inter-alvéoles, et les largeurs des portées axiales sont petites devant la largeur L du palier. Toutefois, dès 1972, des auteurs ont utilisé la méthode des éléments finis [13,14,1]. La pression dans les alvéoles peut être calculée par une méthode de superposition ou par un processus itératif. La méthode de superposition n'est applicable que s'il n'y a pas rupture du film lubrifiant et que le régime d'écoulement est laminaire. Le calcul des coefficients dynamiques peut être traité par une différentiation numérique, méthode la plus utilisée car il est simple à mettre en œuvre, ou à partir d'une méthode de perturbation, Lund [16].
- En 1976, Rohde S.M et Ezzat H.A. [17] montrent que la prise en compte de la compressibilité du fluide située dans les alvéoles modifie les coefficients dynamiques du palier. Les raideurs directes du palier augmentent avec la fréquence d'excitation tandis que les amortissements diminuent et tendent vers zéro. Des résultats similaires ont été obtenus par San Andres [12], Ghoh et Viswanath [18]. Dans son approche analytique, San Andres met en évidence une fréquence critique au-delà de laquelle l'amortissement direct a été réduit de moitié par rapport à sa valeur correspondante au cas de fluide incompressible.
- Les travaux de Shinkle [19], Rowe [20] et Attar [21] basés sur la continuité du débit circumférentiel, supposent une génération de pression dans l'alvéole selon la direction circumférentielle, donc une recirculation du fluide. Le couple dû aux alvéoles peut parfois être plus important que celui dû au film mince.
- Bou-Saïd, B et Nicolas, D [22] ont étudié théoriquement et expérimentalement les effets de

L'alignement sur les caractéristiques statiques et dynamiques des roulements hybrides.

Ali Mohamed, A [23] a étudié plus particulièrement l'influence de la masse du fluide située dans les alvéoles sur les coefficients dynamiques du palier hybride.

Les études théoriques en tribologie ont connu un progrès considérable au cours des trente dernières années grâce au développement économique et à l'arrivée de calculateurs de plus en plus puissants.

L'histoire de la tribologie et notamment l'évolution des mécanismes lubrifiés de l'antiquité à nos jours a été retracée par Dawson en 1979 et plus récemment par Frêne J [24].

Bouzidane, A. Zahloul, H. [25] ont fait des Calculs sur les Caractéristiques Statiques d'un palier à quatre butées hydrostatiques. Des Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins ont été réalisés par Bouzidane.A [27].

Bouzidane, A. [28] a fait une étude basée sur la recherche équivalente de rigidité et d'amortissement d'un palier lisse hydrostatique. Une Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler Les vibrations de rotors à été étudié par Bouzidane, A [29]. Dans le cas général (palier chargé, alvéole quelconque), on doit recourir à des méthodes numériques. Comme pour les autres problèmes hydrodynamiques, La méthode la plus utilisée est la méthode des éléments finis. La pression dans les alvéoles peut être calculée par une méthode de super position ou par un schéma itératif. La méthode de super position n'est applicable que s'il n'y a pas rupture du film lubrifiant et que le régime d'écoulement est laminaire. [29].

- Asma ABED [30] a étudiée le comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents,

BELGACEM Souad. [31], a étudiée le comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano-fluides

## I.3.5.2 définitions :

Les paliers hydrostatiques sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation des paliers hydrostatiques dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable. [31]



Figure I.5 : palier hydrostatatique [32]

Les systèmes hydrostatiques sont largement utilisés, mais sont réservés pour les conditions extrêmes. À la sortie de la pompe (pression  $P_s$ ) l'huile est filtrée, puis passe par une restriction dont le rôle est d'abaisser la pression du fluide jusqu'à une pression établie selon la charge  $W$ . Cet étranglement permet d'ajuster la pression dans les paliers à plusieurs cavités.

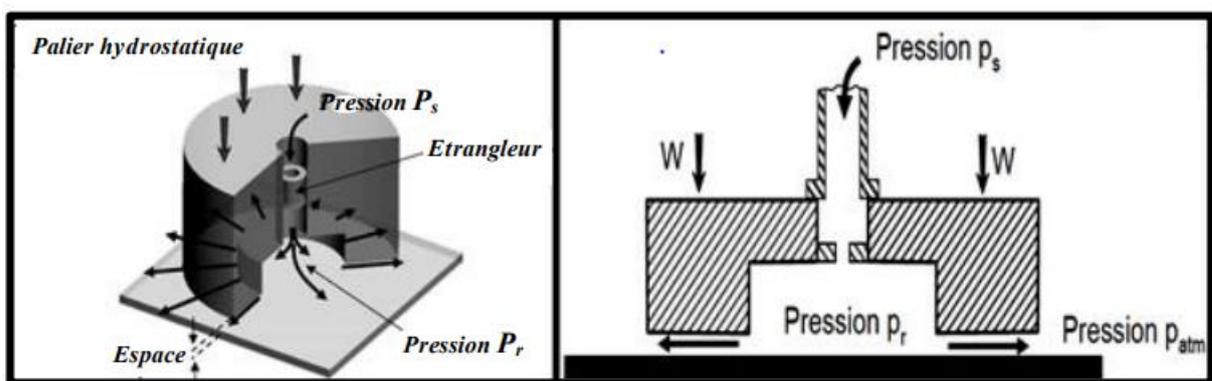


Figure I.6 : Exemples d'un paliers hydrostatatiques [33].

### I.3.5.3 Palier hydrostatatique à trois patins :

La figure I.7 montre un palier à trois patins. Les indices 1, 2, et 3 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatatiques ; inférieur, droit, et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant à travers des alvéoles dans le palier. Celles-ci sont alimentées par une pression externe  $P_s$  à travers des résistances hydrauliques de type capillaire.

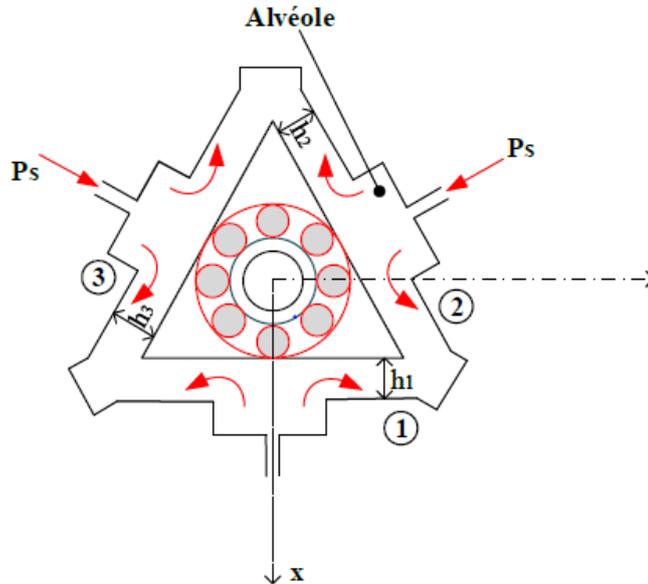


Figure I.7 : Schématisation d'un palier hydrostatatique à trois patins [31].

### I.3.5.4 Palier hydrostatatique à quatre patins :

La figure (I.8) montre un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatatique constitué de quatre patins.

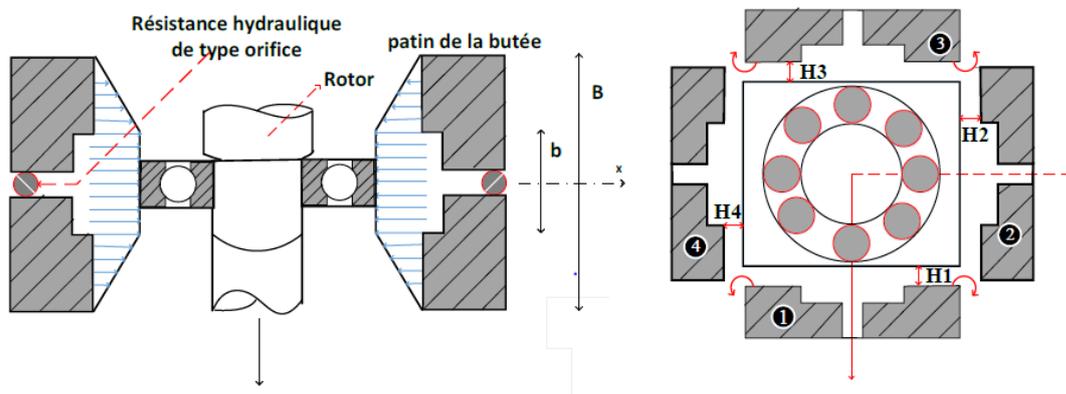


Figure I.8 : Schématisation d'un palier hydrostatatique à quatre patins [31].

## I.3.5.5. Principe de fonctionnement (lubrification hydrostatique) :

Dans un palier hydrostatique (figure I.9) :

On distingue deux régions :

- Une zone où l'épaisseur  $h$  du film est mince  $h/A < 1$ .
- Une zone, constituée par l'alvéole où l'épaisseur du film est grande  $ha/h > 20$ , dans cette région, la pression est supposée être constante.

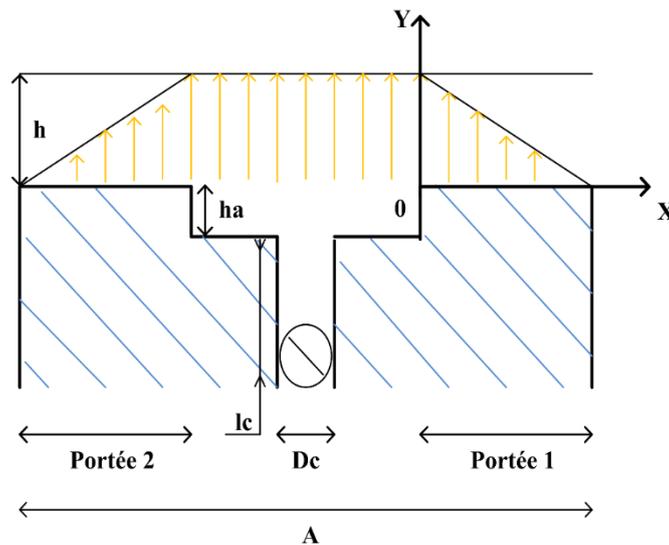


Figure I. 9 : Schématisation d'une butée hydrostatique [34].

Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le fluide à l'intérieur du palier sont :

- L'alimentation à débit constant (ce type de lubrification est seulement valable pour les liquides) (figure I.10).
- L'alimentation à pression constante (figure I.11).

Dans les systèmes à débit constant, on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole (figure I.10). Lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles, on peut soit alimenter chaque butée par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant qui permettent de distribuer le fluide à partir d'une seule pompe. Cette solution qui assure une grande raideur est peu employée car elle est complexe coûteuse. On préfère utiliser des systèmes à pression constante.

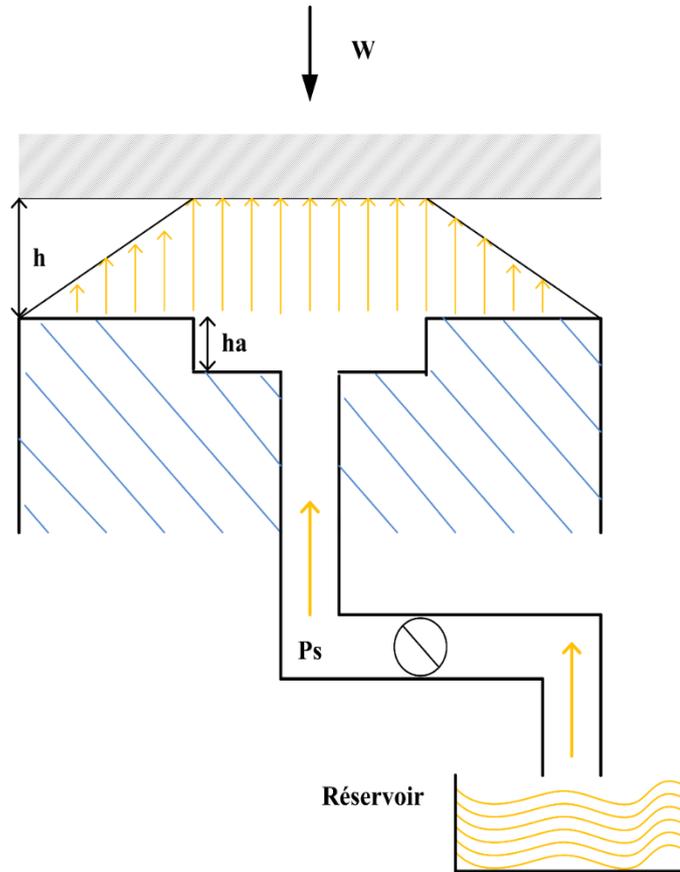


Figure I.10: Alimentation à débit constant. [34].

Dans les mécanismes à pression constant, on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole (figure I.11). Les types des résistances les plus fréquemment utilisés sont les tubes capillaires et les orifices en parois mince (diaphragme), on emploie parfois des gicleurs qui représentent un compromis entre les deux systèmes précédents. On utilise aussi des résistances auto régulatrices (de types servovalve) qui possèdent une résistance variable avec le débit, ceci permet d'accroître la raideur du palier. Théoriquement, il est possible de dessiner des résistances variables telles que la raideur du mécanisme soit infinie, en pratique, ces résistances variables sont parfois sources d'oscillations auto entretenues : le palier devient alors un générateur de vibration. On trouve peu de résultats publiés sur ce type de résistance hydraulique [34,35]. Dans le cas des paliers hybrides, Rowe [36] propose de supprimer l'alvéole et d'utiliser des orifices inhérents comme on le fait dans les paliers à gaz. Cette solution permet d'utiliser l'action hydrodynamique et de réduire les pertes par cisaillement à grande vitesse.

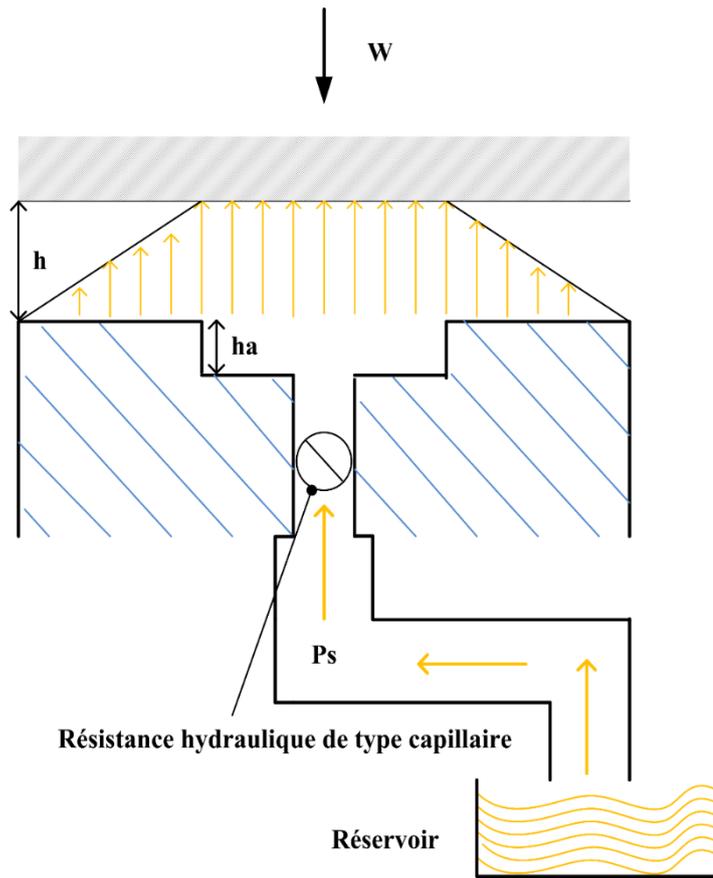
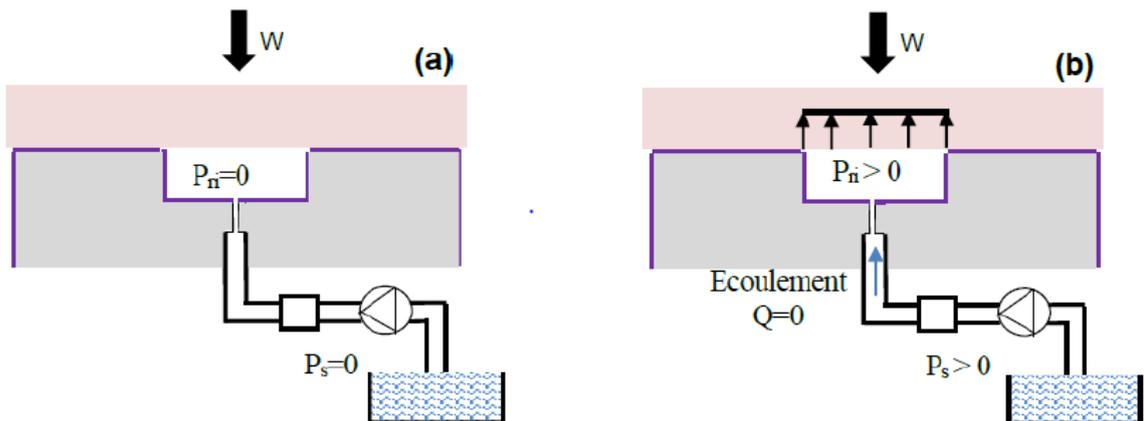


Figure I.11: Alimentation à pression constante. [34]

Étapes de fonctionnement :



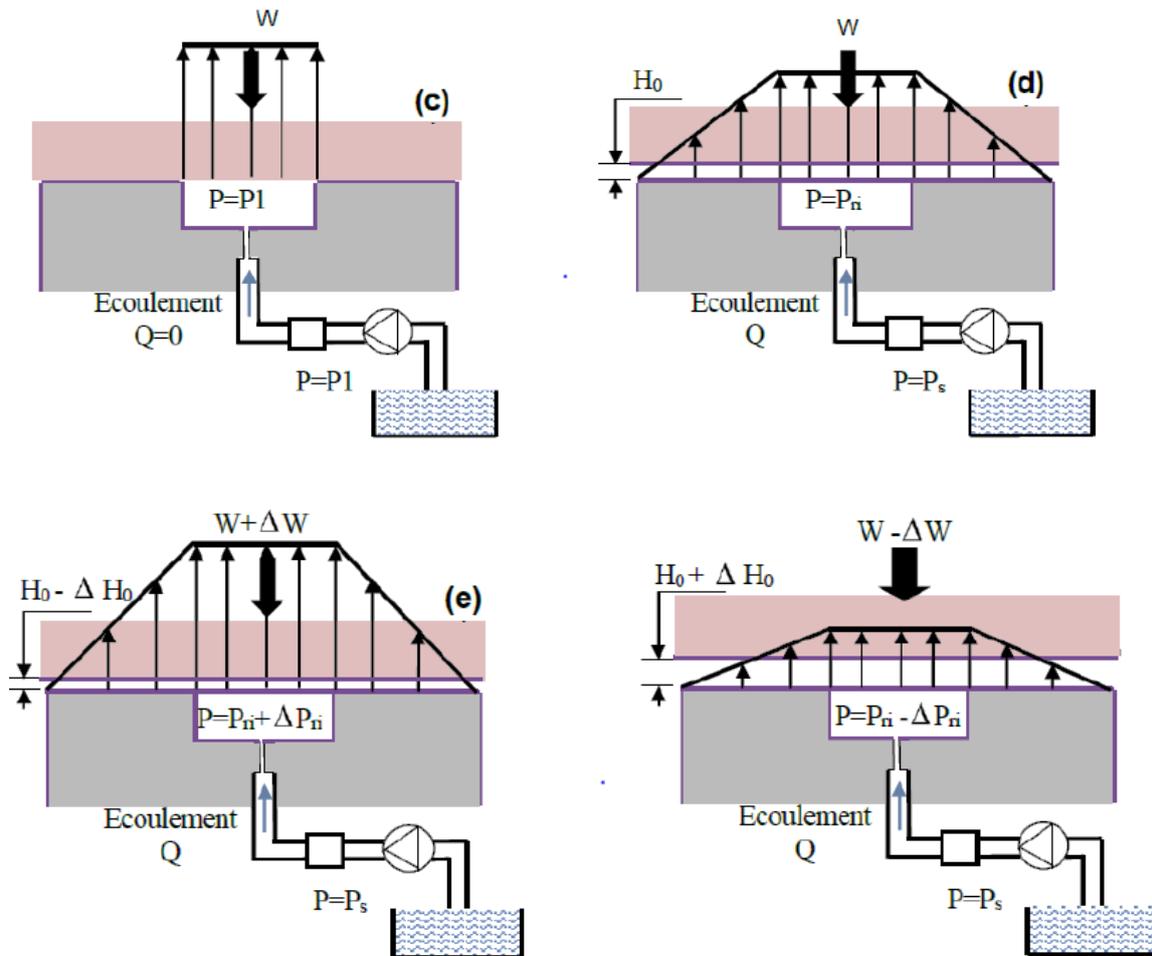


Figure I.12 : Opérations de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique. [34].

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique est présentée par les étapes suivantes :

- 1) La pompe est en état d'arrêt ;
- 2) Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente ;
- 3) La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression de la cavité atteigne la pression de soulèvement ;
- 4) Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin.

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 [24].

**I.3.5.6 Caractéristiques des paliers hydrostatiques :**

Pour une application donnée, le choix d'un palier hydrostatique se fait à partir de ses caractéristiques statiques (la charge, débit, ...) et dynamiques (coefficients de raideur et d'amortissement). Ces dernières interviennent pour la recherche des vitesses critiques de ligne d'arbres. Historiquement, l'existence de la lubrification hydrostatique était connue avant le début du XX<sup>ème</sup> Siècle. Ainsi L.D. Girard en 1865 démontra le principe de la séparation des surfaces et de la réduction de frottement par injection d'huile sous pression. En 1917 Lord Rayleigh [37] fut le premier à présenter l'analyse d'un système hydrostatique et à calculer la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale. En 1948 Gérard [38,39] a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur était comprise entre  $5 \cdot 10^7$  et  $10^8$  N/m. Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'aléseuses et de rectifieuses de grande précision. La différence essentielle des paliers hydrostatiques par rapport aux autres types de support réside en l'absence de contact entre les deux surfaces puisqu'une pompe extérieure permet l'introduction de fluide sous pression à l'intérieur de la zone de contact même à vitesse nulle. [40]

**I.3.5.7 Avantages :**

Par rapport aux autres types de support, la différence essentielle est qu'il n'y a jamais de contact entre les deux surfaces puisqu'une pompe extérieure permet l'introduction de liquide sous pression à l'intérieur de la zone de contact et assure donc l'existence permanente d'un film lubrifiant même à vitesse nulle. Cela entraîne les avantages suivants :

- L'absence d'usure ;
- Un coefficient de frottement très faible ;
- Pas de frottement saccadé (stick-slip) ;
- Une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes ;
- L'inexistence de concentrations de contraintes car, la pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface ;

- Les défauts de forme des surfaces en présence ayant moins d'importance qu'en régime hydrodynamique, car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, c'est-à-dire de la distribution d'épaisseur de film et non pas de l'épaisseur en un point ;
- Des problèmes thermiques au sein du film lubrifiant très souvent secondaires, car on est en présence d'un écoulement forcé à débit important ; ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée.

Ces avantages montrent que le domaine d'utilisation des paliers hydrostatiques est très vaste. Citons quelques applications particulières :

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

### **I.3.5.8 Inconvénients :**

Les inconvénients majeurs des dispositifs hydrostatiques sont leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc., et leur fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

## I.3.5.9. Film fluide amortisseur :

Le film fluide amortisseur (squeeze film damper) s'intègre au niveau d'un ou plusieurs paliers de turbomachine, il a pour rôle de dissiper de l'énergie par écrasement d'un film fluide afin de réduire les vibrations (figures I.13).

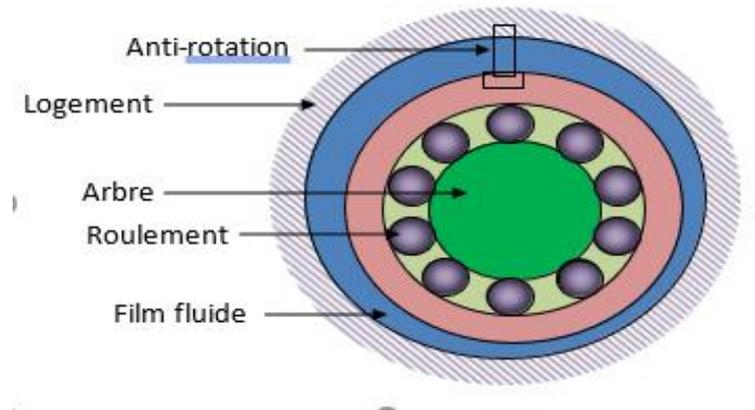


Figure I.13. Schéma d'un film fluide amortisseur SFD [41]

Un film fluide amortisseur (figure 1.13) est constitué d'un film fluide, typiquement inférieur à 0.250 mm [42], introduit entre la bague extérieure du roulement et son logement. Il faut empêcher la rotation de la bague intérieure du palier soit par des broches libres entre les deux bagues, soit en utilisant une cage écureuil qui lie la bague extérieure du palier au stator. Dans le premier cas, le palier n'est pas centré dans son logement, alors que dans le deuxième cas, il fournit un mécanisme élastique de centrage. La rotation de l'arbre est assurée par le roulement et le mouvement du palier dans son logement se limitant à un orbitage sans rotation qui induit un effet d'écrasement du film fluide créant un amortissement.

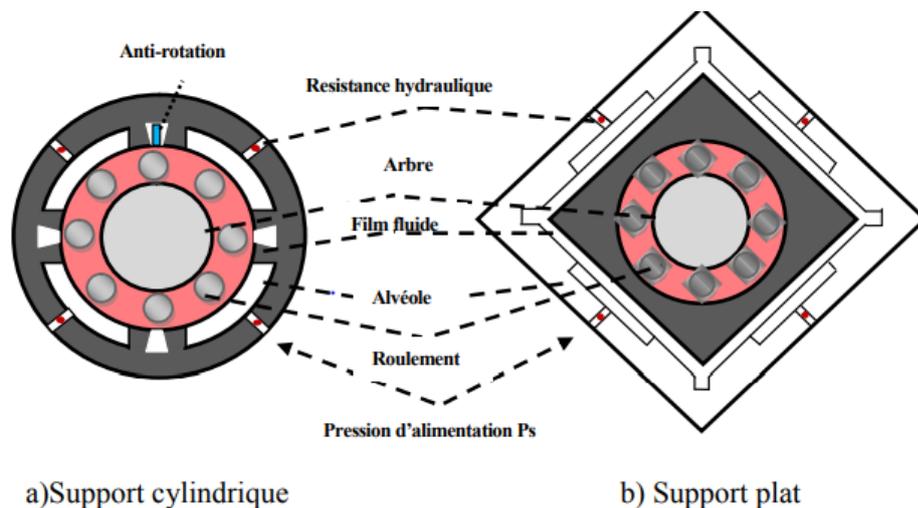


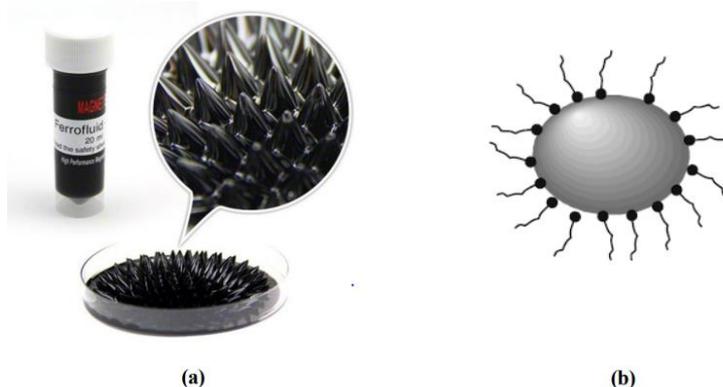
Figure I.14 : Configurations des paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques [43]

#### I.4. Fluides intelligents :

Les fluides intelligents sont des fluides où leurs propriétés rhéologiques changent en fonction de paramètres extérieurs. Les fluides électrorhéologiques, magnétorhéologiques et les nano fluides sont les fluides intelligents les plus étudiés.

##### I.4.1 Ferrofluides :

Les fluides magnétiques sont des liquides dont les propriétés physiques peuvent changer lors de l'application d'un champ magnétique. Ils sont constitués de particules magnétiques en suspension dans un liquide porteur non-magnétique (huile, eau, ...). En l'absence d'un champ magnétique, ils se comportent comme un liquide visqueux isotrope et homogène. En présence d'un champ magnétique, les particules se comportent comme de petits dipôles magnétiques. Elles s'alignent le long des lignes de champ. Le fluide devient alors polarisé [44] : il n'est plus homogène ni isotrope, et sa viscosité peut changer. De cette façon, les propriétés du fluide peuvent être ajustées en fonction du champ magnétique appliqué. Les fluides magnétiques sont en général composés de particules magnétiques de diamètre supérieur à 1  $\mu\text{m}$  diluées directement dans un fluide porteur. Cette composition permet d'avoir une modification élevée de leurs propriétés mécaniques (viscosité, élasticité...) lors de l'application d'un champ magnétique. Dans certaines conditions, quelques fluides magnétiques peuvent arriver à passer de l'état fluide à l'état solide, sous forme d'une structure fibreuse [44, 45]. Ainsi les fluides magnétiques sont normalement utilisés dans des systèmes sièges de grandes contraintes de cisaillement [46] ou qui requièrent de niveaux élevés d'amortissement. Par exemple, ils sont rencontrés dans des systèmes de freinage [47] et dans des dispositifs de contrôle de vibration de bâtiments soumis à forts tremblements de terre [48].



**Figure I.15.** : (a) Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué [49] ; (b) La couche de surfactant autour d'une particule d'un ferrofluide[50] .

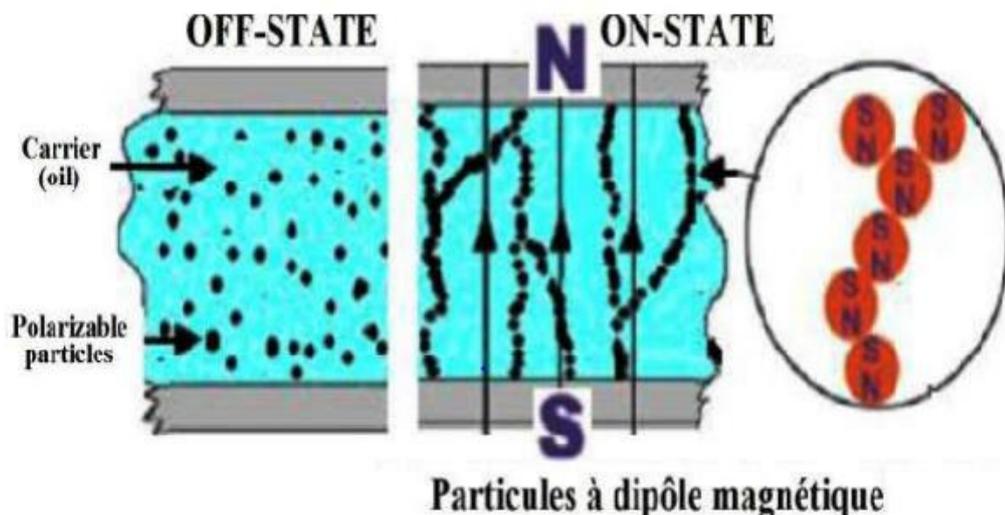
Pour les ferrofluides, les nanoparticules en suspension dans le fluide porteur sont recouvertes d'un dispersant. La molécule de cette substance est caractérisée par un groupement chimique polaire : à l'une de ses extrémités, elle adhère à la surface de la particule, et à l'autre, elle présente une affinité avec le fluide porteur. Sa taille est d'environ 2 nm. Ainsi, le dispersant évite que les particules ne s'approchent trop et empêche leur agglomération [51].

#### I.4.2 Propriétés principales :

Les ferrofluides commerciaux sont définis par leurs propriétés magnétique et mécanique. Les deux paramètres principaux sont la saturation magnétique «  $J$  » et la viscosité dynamique «  $\mu$  ».

En l'absence de champ magnétique, les particules sont orientées de manière aléatoire et l'aimantation moyenne du ferrofluide est nulle. Lorsqu'un champ magnétique est appliqué, les particules tendent à s'orienter le long des lignes de champ. En augmentant l'intensité du champ, leur polarisation augmente et l'interaction entre elles devient plus forte.

La magnétisation «  $M$  » des ferrofluides est alors proportionnelle à l'intensité du champ «  $H$  » appliqué. Son niveau augmente jusqu'à la valeur définie par sa saturation magnétique, quand toutes les particules sont lignées. Au-delà de cette valeur, la magnétisation reste stationnaire.



**Figure I.16.** Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué. [52]

**I.4.3 Influence de la nature du champ magnétique :**

Un champ magnétique généré par une bobine ou un aimant peut être appliqué de différentes manières sur un ferrofluide. Nous pouvons identifier deux cas en relation avec la direction et la nature du champ : Nature du champ magnétique : la variation spatiale et temporelle du champ magnétique peut générer les configurations suivantes :

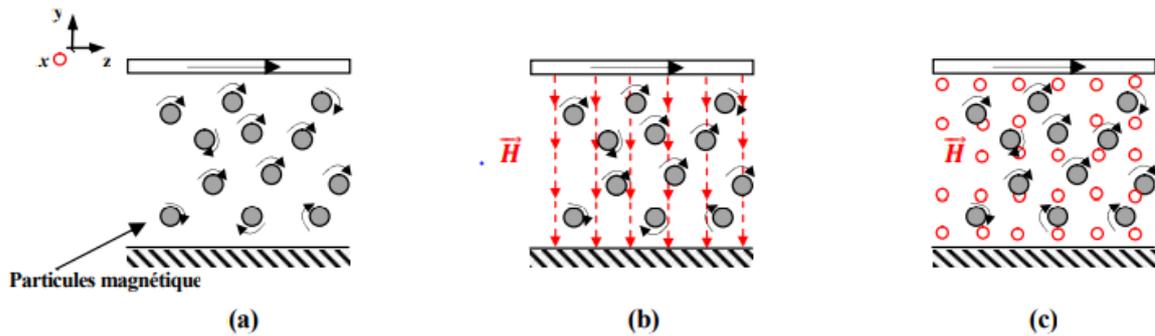
- Champ magnétique uniforme et statique (pas de gradient d'induction),
- Champ non uniforme et statique (gradient de champ),
- Champ uniforme et non statique, cas d'un solénoïde alimenté par un courant alternatif,
- Champ non uniforme et non stationnaire.

**I.4.4. Influence de la direction du champ magnétique :**

Direction du champ par rapport au sens d'écoulement : au vu de la théorie de Shliomis, la variation de la viscosité dépend de l'orientation du champ magnétique. On distingue donc deux directions :

- Parallèle au sens d'écoulement, perpendiculaires au sens d'écoulement. Nous décrivons l'influence de la direction du champ sur la viscosité. Pour les suspensions colloïdales, l'écoulement provoque par effet visqueux la rotation des particules dans l'axe parallèle à sa verticité. ((Fig. I.17.a) montre l'écoulement existant entre deux plans parallèles, où un des plans reste fixe et l'autre se déplace dans la direction z. La verticité résultante est dans la direction x. D'un point de vue microscopique, la rotation de chacune des particules peut être associée à un moment mécanique dû à un couple visqueux [53].

Pour les ferrofluides, ce mouvement est important car les particules en suspension sont magnétiques. En présence d'un champ magnétique, un couple apparaît sur les particules afin de les orienter dans la direction des lignes du champ. Ainsi, les couples visqueux et magnétique vont interagir sur le mouvement des particules. Comme le couple est une grandeur vectorielle, l'orientation du champ magnétique est importante.

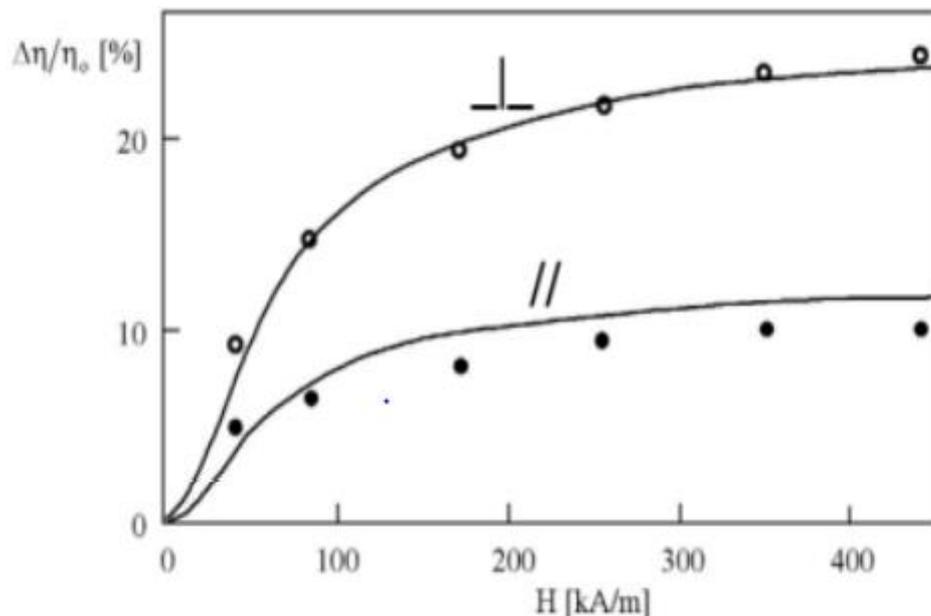


**Figure I.17.** Influence de la direction du champ magnétique  $H$  sur l'écoulement un ferrofluide, la verticité étant parallèle à l'axe  $x$ . [55].

Dans un premier temps, supposons un champ perpendiculaire à la verticité de l'écoulement (Fig. I.17.b). Le couple magnétique s'exerce dans une direction différente de celle du couple visqueux. La différence entre les deux couples se traduit par une augmentation apparente de la viscosité. Dans un second temps, supposons un champ magnétique parallèle à la verticité

(Fig. I.17.c). Dans ce cas, les couples ne se contrarient pas et le champ magnétique n'impose aucune variation sur la viscosité du ferrofluide [51].

McTague [52], a procédé à des mesures de viscosité sur un ferrofluide à base de cobalt avec un diamètre moyen de 6 nm et une fraction volumique de 0,05% (dilué).



**Figure I.18.** Évolution de la viscosité d'un ferrofluide selon la direction perpendiculaire et parallèle au sens de l'écoulement [56].

On remarque que le cas perpendiculaire est plus favorable à l'augmentation de la viscosité. L'explication donnée à cette observation est liée à la rotation de la particule. En effet, lorsque le champ est statique, une compétition existe entre le couple mécanique créé par le gradient de vitesse et la relaxation brownienne de la particule (couple magnétique qui aligne la particule selon le champ).

## II.1.Introduction :

L'objet de ce chapitre est de présenter la méthode du calcul, permettant d'obtenir à partir du champ de pression dans le film lubrifiant, les caractéristiques statiques du palier hydrostatique à quatre patins telles que les forces engendrées par le film et les débits du lubrifiant ainsi que les caractéristiques dynamiques à savoir le coefficient de la raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement.

Une résolution analytique sera présentée dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée hydrostatique infiniment longue à simple effet.

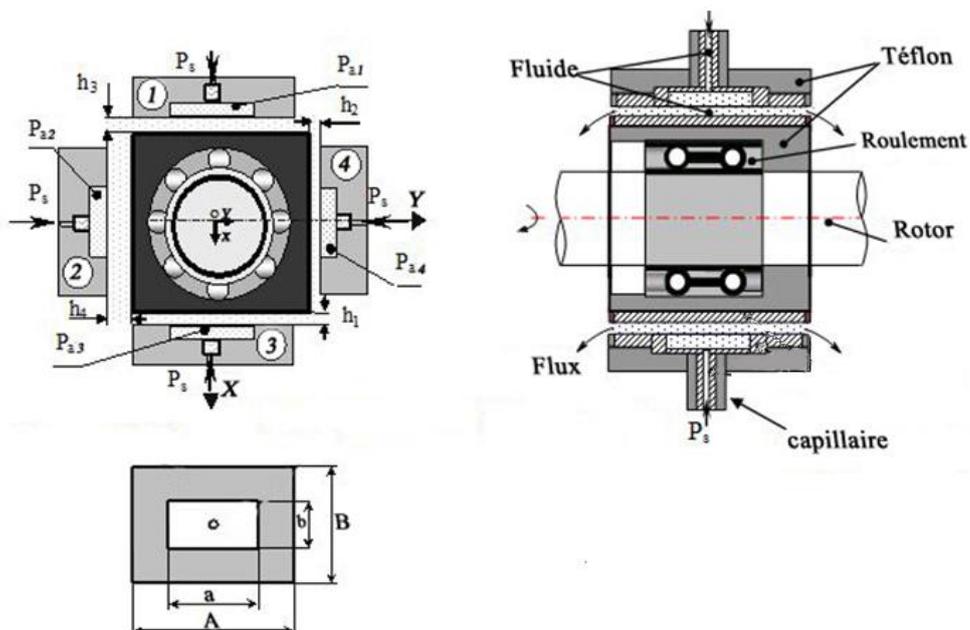
Nous supposons ici que l'écoulement de fluide à travers la butée hydrostatique est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent.

## II.2. Etude statique :

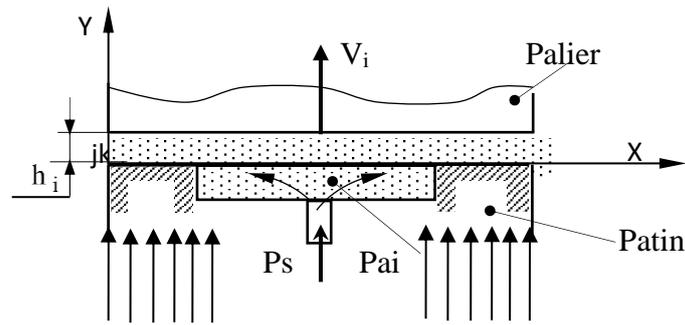
### II.2.1. Schématisation d'un palier à une butée hydrostatique :

Dans la figure II.1, nous avons schématisé un palier hydrostatique à quatre patins où les indices 1, 2, 3 et 4 indiquent les caractéristiques des quatre butées.

Ces butées sont alimentées par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure d'un ferrofluide à travers du quatre résistances hydrauliques. Nous supposons que la profondeur des alvéoles est suffisante pour permettre l'hypothèse d'une pression constante.



**Figure II.1 :** Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un Ferrofluide[57].



### Le champ magnétique

**Figure II.2:** Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique [58].

- Sur la figure II.2 nous avons schématisé une butée hydrostatique à simple effet qui est constitué par:
- Une partie fixe appelé patin à un alvéole central;
- Une partie mobile palier à roulement animé d'une vitesse linéaire  $V_i$  ;
- Une partie sert à alimentée la butée par un champ magnétique.

. Où :

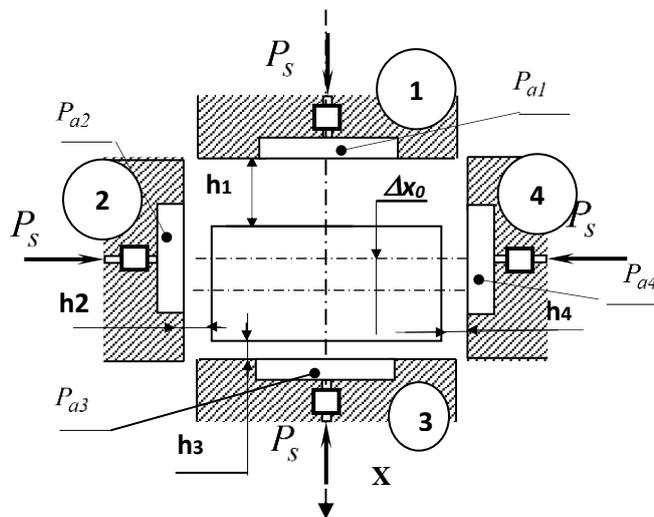
$h_i$  : représente l'épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet

$V_i$  : représente la vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet.

$H$  : le champ magnétique.

Soit  $h_0$  l'épaisseur du film en position centrée.

Sur la figure II.3, nous avons schématisé un palier à quatre butées hydrostatiques dans une position excentrée où les indices 1, 2, 3 et 4 indiquent les caractéristiques des quatre butées.



**Figure II.3 :** Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier non excentré) [59]

$$h_1 = h_0 + (1 + \varepsilon_1) \quad (II.1)$$

$$h_2 = h_0 + (1 + \varepsilon_2) \quad (II.2)$$

$$h_3 = h_0 + (1 + \varepsilon_3) \quad (II.3)$$

$$h_4 = h_0 + (1 + \varepsilon_4) \quad (II.4)$$

On suppose que

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 \quad (II.5)$$

Donc

$$h_2 = h_1 \quad (II.6)$$

$$h_3 = h_4 \quad (II.7)$$

Ce que nous allons appliquer pour le calcul des caractéristiques du butée à quatre patins c'est la méthode analytique qui est appliquée dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée hydrostatique infiniment longue.

### II.2.1.1. Equation de Reynolds :

L'équation de Reynolds permet de connaître la répartition de pression  $P(X, Z)$ . Cette équation est résolue selon différentes méthodes numériques comme celle de la méthode des différences finies centrées qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration ou analytique représenté dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue.

Dans une butée hydrostatique, si on suppose qu'il n'existe pas de glissement entre le fluide et les parois, les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont les suivantes

(Figure II.2) :

Sur le patin ( $Y = 0$ ) :  $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = V_{pi} \neq 0 ; W_{2i} = 0$

Sur le grain mobile ( $Y = h_i$ ) :  $U_{1i} = 0 ; V_{1i} = 0 ; W_{1i} = 0$

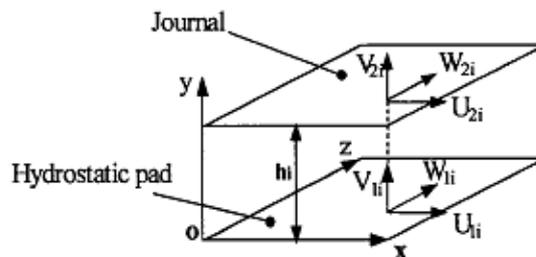


Figure II.4 : Système d'axe [59]

$U_{li}$  ;  $V_{li}$  et  $W_{li}$  sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives à la butée à simple effet dans les directions X, Y et Z.

$U_{2i}$  ;  $V_{2i}$  et  $W_{2i}$  sont respectivement les vitesses de surface du palier relatives à la butée à simple effet dans les directions X, Y et Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible et iso visqueux en régime permanent, l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ h_i^3 \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ h_i^3 \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta V_i \quad (II.8)$$

Pour notre cas un ferrofluide et butée infiniment longue en utilisant le model de Jenkins, notre equation devient comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\mu_{FR} V_i \quad \lambda \neq 1 \quad (II.9)$$

Où :  $\lambda = \frac{\rho \alpha^2 \bar{\mu}}{2\eta} H$

$\rho$  : La densité du fluide.

$\alpha^2$ : Le constant du matériau.

$\bar{\mu}$ : La susceptibilité magnétique.

$\eta$ : La viscosité du Ferro fluide.

H : Le champ magnétique.

$h_i$  : L'épaisseur du film fluide.

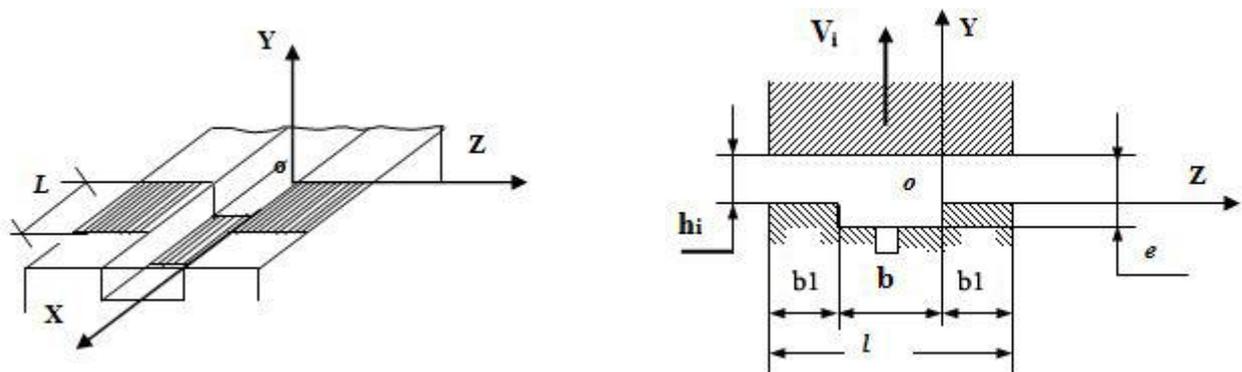


Figure II.5: Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue [59]

### II.2.1.2. Méthode analytique :

Le champ de pression est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds, qui est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique. Sauf hypothèses Particulières, de déterminer des solutions analytiques. Pour cela, dans cette partie d'étude, nous allons envisager la résolution de l'équation de Reynolds à l'aide d'une méthode analytique.

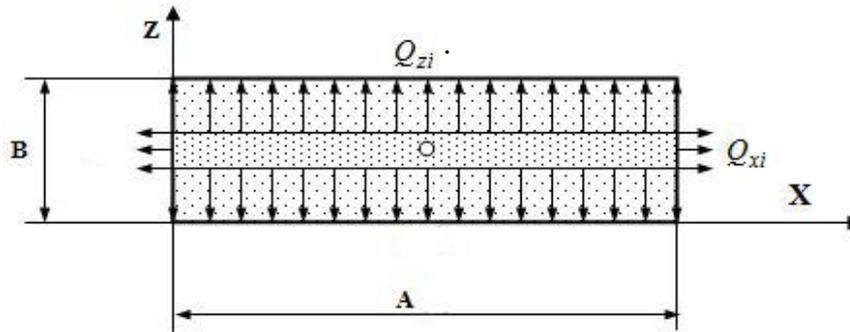


Figure II.5. Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue [60]

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

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

Lorsque le rapport  $A/B$  de la longueur  $A$  ( $A=L$ ) à la largeur  $B$  de la butée n°  $i$  est grand, on peut négliger le débit sortant suivant la longueur  $A$  devant le débit sortant suivant la largeur  $b$ , l'écoulement se fait purement suivant la largeur  $b$  (Figure. II.4) Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe  $x \Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial X} = 0$

Ainsi, l'équation de Reynolds (II.9) devient :

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{[1-\lambda]} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \quad (II.10)$$

Avec :  $V_i = \frac{\partial h_i}{\partial t}$

### II.2.1.2. Calcul des caractéristiques statiques

#### II .2.1.2.1. Charge portante :

La charge portante  $W_{pi}$  pour une longueur  $L$  relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$W_{pi} = \int P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (II.11)$$

Où  $S_1$  représente la surface de l'alvéole et  $S_2$  la surface des portées de largeur  $b_1$ . Après intégration, on obtient :

$$W_{pi} = P_{ai}L(b_1 + b) - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR}\dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.12)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR}\dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.13)$$

Où :

$S$  : Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet ;

$K_w$  : Un coefficient de la charge compris entre 0 et 1 tel que  $K_w = 1 - \frac{b_1}{B}$

$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s}$  : Représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet.

### Cas particulier

Pour  $\dot{h}_i = 0$

La charge portante statique à la butée à simple effet est déduite de la relation (II.7) :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (II.14)$$

#### II.2.1.2.2. Débit de lubrifiant :

##### a) Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z :

La vitesse du fluide est donnée par la relation :

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu_{ER}} \frac{\partial P_i}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (II.15)$$

Le débit volumique  $Q_{si}$  du fluide qui sort de la butée est obtenu par intégration de la vitesse :

$$Q_{si} = L \int_0^{h_i} u_{zi(z=b_1)} - L \int_0^{h_i} u_{zi(z=-b_1-b)} dy$$

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6\mu_{FR}\dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \mu_{ER}} \quad (II.16)$$

En introduisant le coefficient du débit  $K_Q = \frac{L}{6 b_1}$ , on obtient :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( P_{ai} [1 - \lambda] - \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{FR}} K_Q \quad (II.17)$$

Ou bien :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( \beta_i P_s - [1 - \lambda] \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{ER}} K_Q \quad (II.18)$$

### b) Débit de la variation du volume dans l'alvéole :

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

$$Q_{voli} = \frac{dv_i}{dt}$$

Où :

$v_i$ : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet

Avec :

$S$ : Surface de l'alvéole

$$v_i = S \times e_i$$

$e_i$ : Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet

$$e_i = h_i + e_a$$

$e_a$ : Profondeur de l'alvéole

$h_i$ : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative à la

Ainsi :

butée à simple effet.

$$Q_{voli} = S \frac{dh_i}{dt} \quad (II.20)$$

### c) Débit des résistances hydrauliques de type capillaire :

Parmi les types de résistances hydrauliques les plus fréquemment utilisés, on cite les types capillaires. Un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur  $L_c$  au rayon  $r$  est grand ( $L_c / r > 50$ ) ; lorsque l'écoulement est laminaire (c'est à dire pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000) le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) \quad (II21)$$

Avec :

: Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.  $P_{ai}$

$P_s$ : La pression d'alimentation.

$d_c L_c$ : Caractéristiques géométriques du capillaire.

$\mu_{fR}$ : Viscosité dynamique.

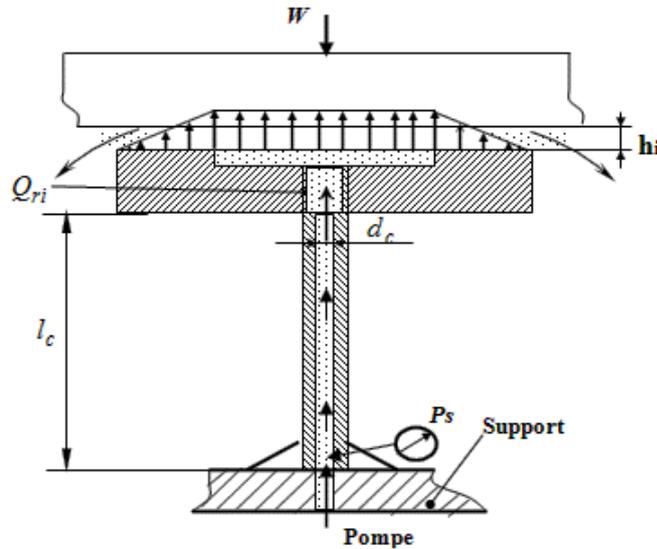


Figure II.6: Résistance hydraulique de type capillaire [59]

### II.2.2.1.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :

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

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

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{vol i} \quad (II. 22)$$

Où :

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

$Q_{si}$ : Débit sortant de l'alvéole relatif à la butée à simple effet.

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

L'équation (2.22) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{vol i} \quad (II. 23)$$

Lorsque l'écoulement est laminaire, le débit pour une résistance hydraulique de type capillaire est donné par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{[1 - \lambda] \mu_{FR}} \quad (II. 24)$$

Où :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad (II.25)$$

L'égalité du débit du capillaire à celui de débit sortant de la butée à simple effet permet d'exprimer la pression dans l'alvéole  $P_{ai}$ :

Soit :

$$\frac{K_c}{\mu_{FR}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6\mu_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu_{FR}} K_Q + S_1 \dot{h}_l \quad (II.26)$$

Donc :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q [1 - \lambda] - S_1) \mu_{FR} \frac{\dot{h}_l}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad (II.27)$$

### Cas particulier

Pour :  $\dot{h}_l = 0$

La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$P_{ai} = P_s / \left( 1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right) \quad (II.28)$$

Donc :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{\left( 1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right)} \quad (II.29)$$

Soit  $\beta_i = \beta_0$  et  $h_i = h_0$ , la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_0$  est déduite de la relation (2.26)

$$h_0 = \left[ \frac{K_c}{K_Q} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (II.30)$$

Où :

$\beta_0$  : représente le rapport de pression de fonctionnement.

### II.3. Etude dynamique :

#### II.3.1. Modélisation linéaire :

Dans l'analyse dynamique du grain mobile (ligne d'arbre) supporté par des butées hydrostatiques, le comportement de la butée est gouverné par les forces hydrostatiques engendrées par le film lubrifiant et qui s'opposent au mouvement du grain mobile.

Dans le cas général, celles-ci sont obtenues par intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds écrite en régime dynamique.

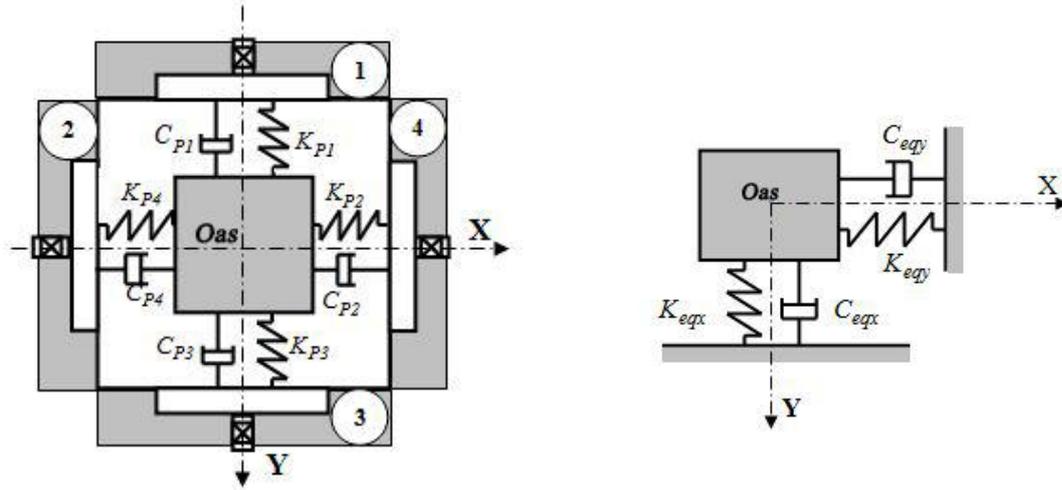
Ces forces étant des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre. L'analyse exacte d'un système grain mobile - butées est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du grain mobile et de l'équation relative au comportement hydrostatique de chaque butée.

Cette étude peut néanmoins être largement simplifiée si l'on suppose le grain mobile parfaitement rigide et l'on se limite aux petits déplacements au voisinage d'une position d'équilibre statique.

Une étude simplifiée peut être réalisée en linéarisant les équations, elle comporte deux étapes :

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre du grain mobile (l'arbre) à l'intérieur de la butée sous une charge extérieure  $W_0$ .
- Une analyse dynamique linéarité pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique  $O_{as}$ .

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par deux coefficients dynamiques à savoir le coefficient de raideurs et le coefficient d'amortissements (Figure II.5).



a) Représentation des caractéristiques dynamiques

b) Représentation des caractéristiques

Dynamiques équivalentes

**Figure II.7 :** Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins [59]

La détermination de ces coefficients permet :

- De connaître la stabilité d'un point de fonctionnement (masse critique),
- D'introduire l'effet du film fluide sur la réponse d'une structure (ligne d'arbre soumis à des sollicitations dynamiques de faible amplitude ; le balourd par exemple),
- De rechercher les vitesses critiques du grain mobile (d'une ligne d'arbre).

### II.3.2. Calcul des caractéristiques dynamiques :

Nous allons utiliser la méthode analytique pour le calcul des caractéristiques dynamiques de la butée hydrostatique qu'elle n'est utilisable que dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée infiniment longue.

#### II.3.2.1. Coefficient de raideur :

Le coefficient de raideur de la butée hydrostatique infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur l'épaisseur du film et il est donné par la relation :

$$K_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_i} \quad (II. 31)$$

Avec :

$$dW_{pi} = P_{ai} S K_w \quad (II. 32)$$

Où :

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3}$$

Donc :

$$K_{pi} = \frac{3 S K_w P_s}{h_i} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (II.33)$$

Où :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s}$$

### II.3.2.2. Coefficient d'amortissement :

L'amortissement de la butée hydrostatique plane infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur la vitesse du grain mobile et il est donné par la relation.

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_i} \quad (II.34)$$

D'après la relation on a :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L$$

Et d'après la relation (II.24), on a :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q [1 - \lambda] - S_1) \mu_{FR} \frac{\dot{h}_i}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3}$$

Alors :

$$C_{pi} = -L(b + b_1) \frac{(6 b_1^2 - S_1) [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR}}{K_c}}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3\right)} + 2 L b [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR} b^2}{h_i^3} \quad (II.35)$$

**II.3.2.3. Taux d'amortissement :** Le taux d'amortissement est défini par la variation de la charge sur le double de la racine carrée du et il est donné par la relation :

$$M = \frac{W_i}{9.81} \quad (II.36)$$

$$\xi = \frac{C_{p_i}}{2\sqrt{K_{p_i} \cdot M}} \quad (II.37)$$

### II.3.2.4 Calcul des coefficients dynamiques équivalents :

Les coefficients dynamiques équivalents relatifs à la butée hydrostatique complète sont déterminés par superposition des coefficients de chaque butée à simple effet.

#### a) Coefficients de raideur équivalents

$$K_{eqx} = K_{p1} + K_{p3} = 3 S K_w P_s \left[ \frac{\beta_1(1-\beta_1)}{h_1} + \frac{\beta_3(1-\beta_3)}{h_3} \right] \quad (II.38)$$

$$K_{eqy} = K_{p2} + K_{p4} = 3 S K_w P_s \left[ \frac{\beta_2(1-\beta_2)}{h_2} + \frac{\beta_4(1-\beta_4)}{h_4} \right] \quad (II.39)$$

#### b) Coefficients d'amortissement équivalents :

$$C_{eqx} = C_{p1} + C_{p3} \quad (II.40)$$

$$C_{eqx} = -L(b + b_1)(6 b_1^2 - S_1) \frac{\mu_{FR}}{K_c} \left[ \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_1^3\right)} + \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_3^3\right)} \right] \quad (II.41)$$

$$C_{eqy} = C_{p2} + C_{p4} \quad (II.42)$$

$$C_{eqy} = -L(b + b_1)(6 b_1^2 - S_1) \frac{\mu_{FR}}{K_c} \left[ \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_2^3\right)} + \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_4^3\right)} \right] \quad (II.43)$$

**III-1. Introduction :**

--Dans ce chapitre nous allons présenter une étude statique et dynamique d'un palier hydrostatique à quatre patins (quatre butées hydrostatiques à simple effet) contrôlée par des résistances hydrauliques de type capillaire alimentées par un ferrofluide en régime laminaire, isotherme et permanent en appliquant un champ magnétique uniforme en stationnaire, l'épaisseur du film est constante, la vitesse du grain mobile est nulle et l'équation de Reynolds se réduit à l'équation  $\nabla P = 0$ .

Une méthode analytique est adoptée dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue. Les caractéristiques principales de chaque butée hydrostatique à simple effet, sont données dans le tableau suivant :

**Dimensions de Chaque patin :**

<i>Longueur A(m).</i>	<i>Largeur B(m)</i>
$A=0.1524m$	$B = 0.0254m$

**Les paramètres géométriques des résistances hydrauliques type capillaire:**

<i>Longueur</i>	<i>Diamètre</i>
$L_c = 0.058m$	$d_c = 0.002 m$

**La pression d'alimentation :**  $P_s = 50Bar$

**Les propriétés de Ferro fluide :**  $\mu = 0.002 Pa. s.$

$$\frac{L}{a} = 1 \quad \text{et} \quad \frac{b}{B} = 0.5$$

**III-2. Méthode de résolution et organigramme :**

- le calcul de rapport de pression de la butée a été effectué à l'aide de la méthode analytique présentée dans le cas d'une butée infiniment longue. La figure (III.1), présente l'organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamique d'une butée hydrostatique lubrifiée par un ferrofluide en fonction de l'excentricité.

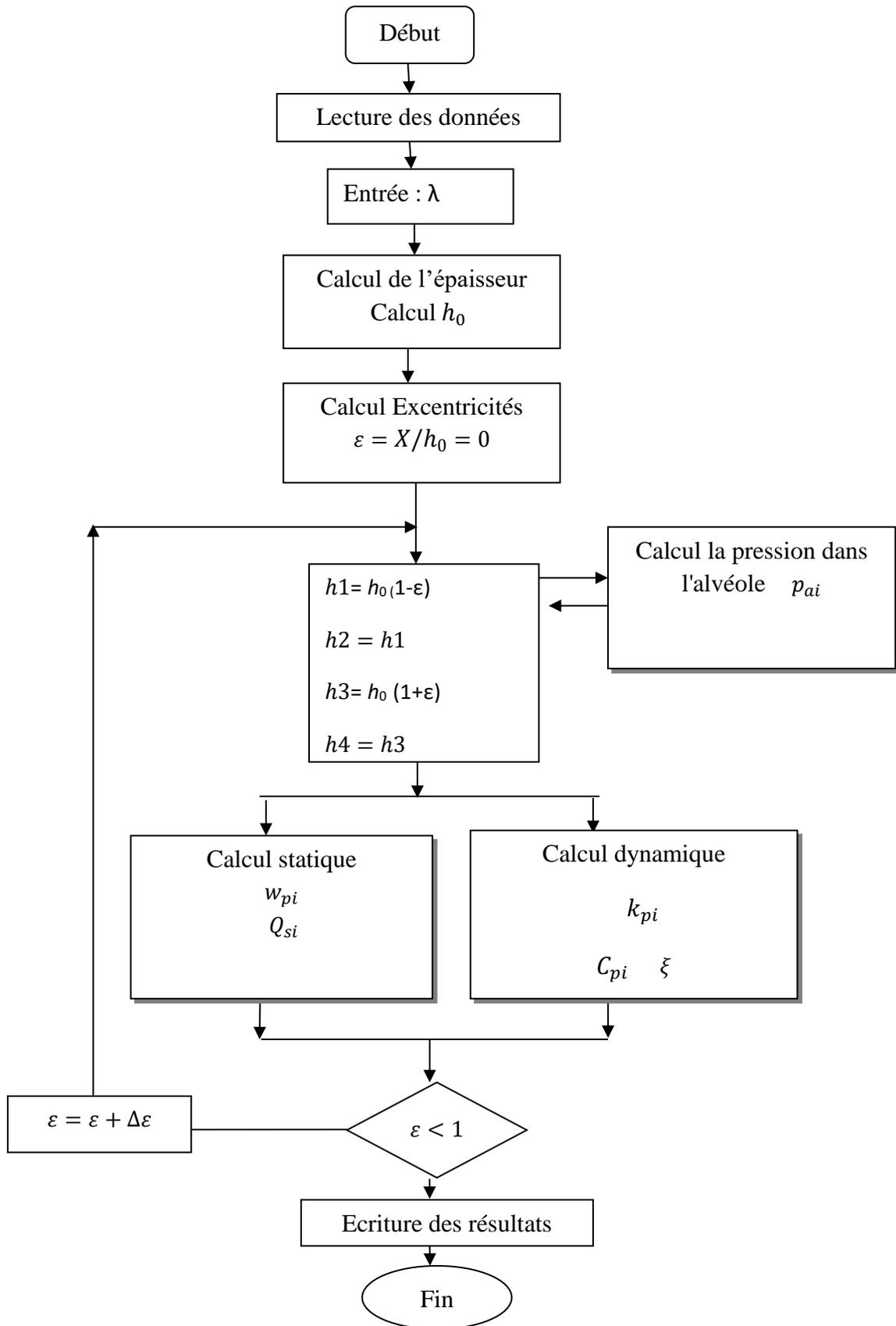
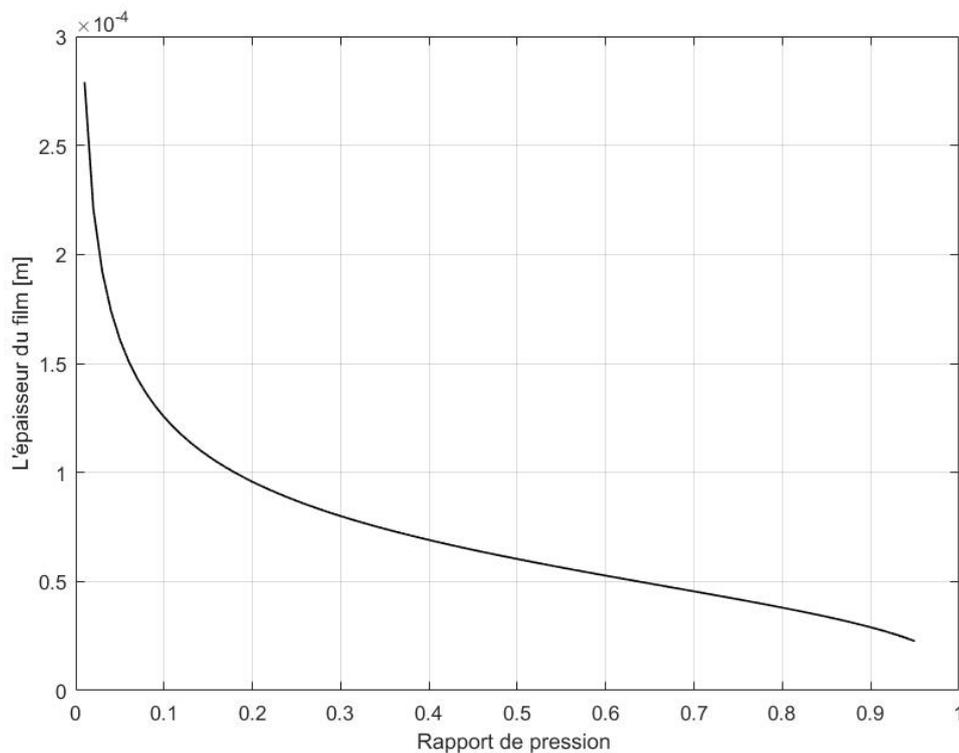


Figure III.1 : Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de l'excentricité relative pour différentes valeurs de  $\lambda$

### III-3. Résultats et interprétations :

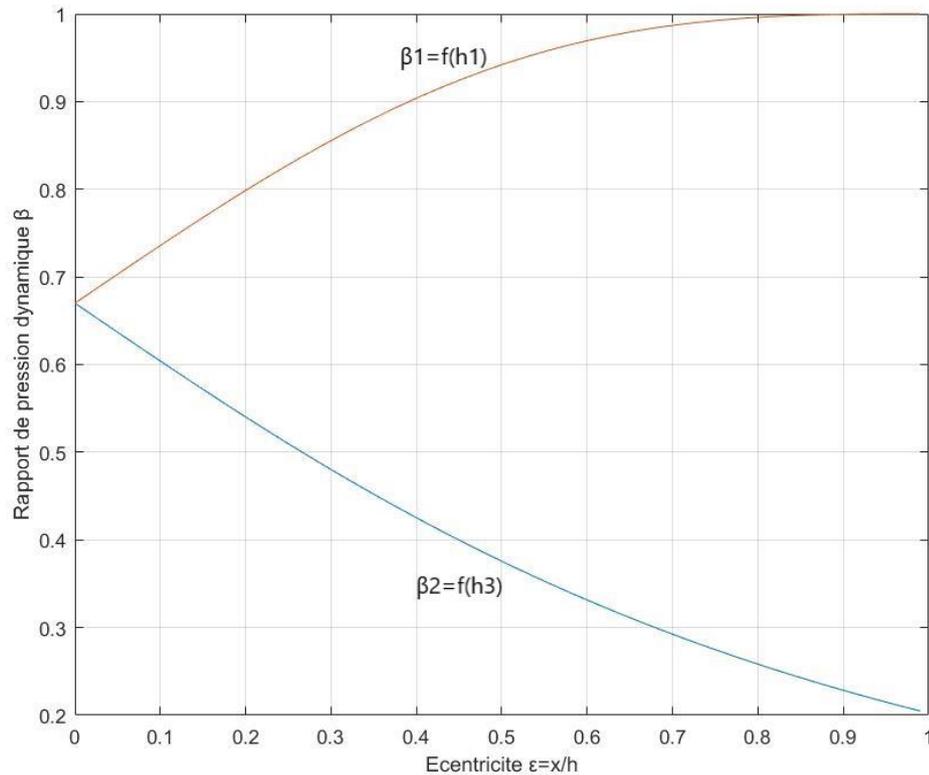
#### III.3.1. Analyse de l'épaisseur du film :

Comme le montre la figure (III.2), l'épaisseur du film est étudiée en fonction du rapport de pression avec un rapport d'excentricité égal à zéro et lorsqu'aucun champ magnétique est appliqué. Cette figure montre que l'épaisseur du film diminue lorsque le rapport de pression augmente.



*Figure. III.2. Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.*

**III-3.2. Analyse du rapport de pression :** La figure (III.3), présente la variation du rapport de pression d'une butée hydrostatique en fonction de l'excentricité relative lorsque la vitesse d'écrasement  $V = 0 \text{ m/s}$ . Le rapport de pression augmente avec l'excentricité relative. Cette augmentation de la pression de l'alvéole est due à l'écrasement de film.



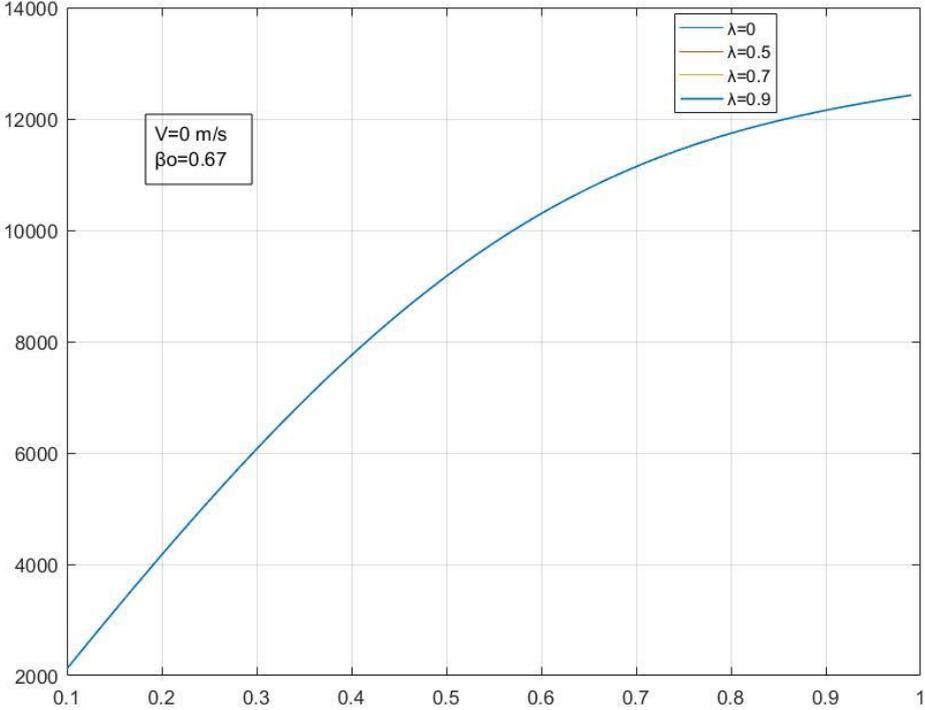
*Figure III.3. Variation du rapport de pression  $\beta_i$  en fonction de l'excentricité.*

### III.3.3. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamique.

#### III.3.3.1. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques.

##### III.3.3.1.1. Influence sur la charge statique et dynamique.

Les figures (III.4a) montrent les effets du rapport d'excentricité et de la vitesse d'écrasement sur la capacité de charge statique pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec H uniforme en utilisant le modèle Jenkins et pour un rapport de pression égal à  $\beta_0 = 0.67$ . On constate bien que le paramètre de matériau n'a pas d'influence sur la charge statique pour les deux cas de vitesses mais pour la charge dynamique, les figures (III.5a et III.5b) montrent que lorsque le rapport d'excentricité est supérieur à 0.8 pour  $V = 0.001 \text{ m/s}$  et supérieur à 0.6 pour  $V = 0.005 \text{ m/s}$ , la capacité de charge diminue avec une augmentation du paramètre de matériau en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement. D'autre part, la capacité de charge augmente avec une augmentation de la vitesse d'écrasement. Il faut noter que la capacité de la charge augmente de manière significative lorsque l'excentricité est supérieure à 0.6 et 0.8 respectivement pour les deux cas traités.



**Figure III.4a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique  $V=0$  m/s

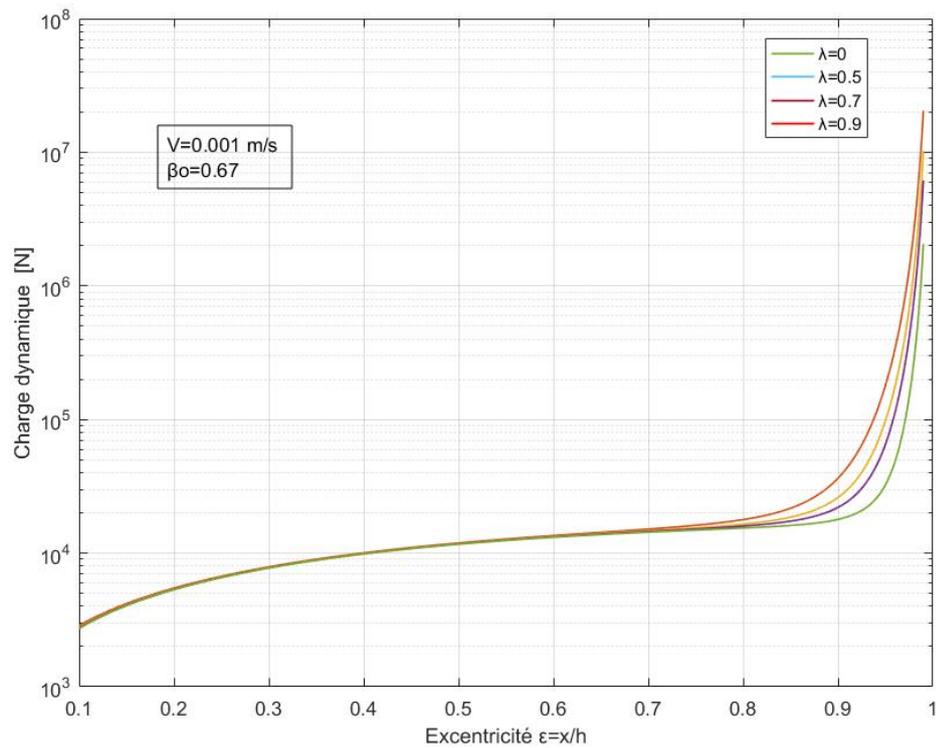


Figure III.5a. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V=0.001$ m/s

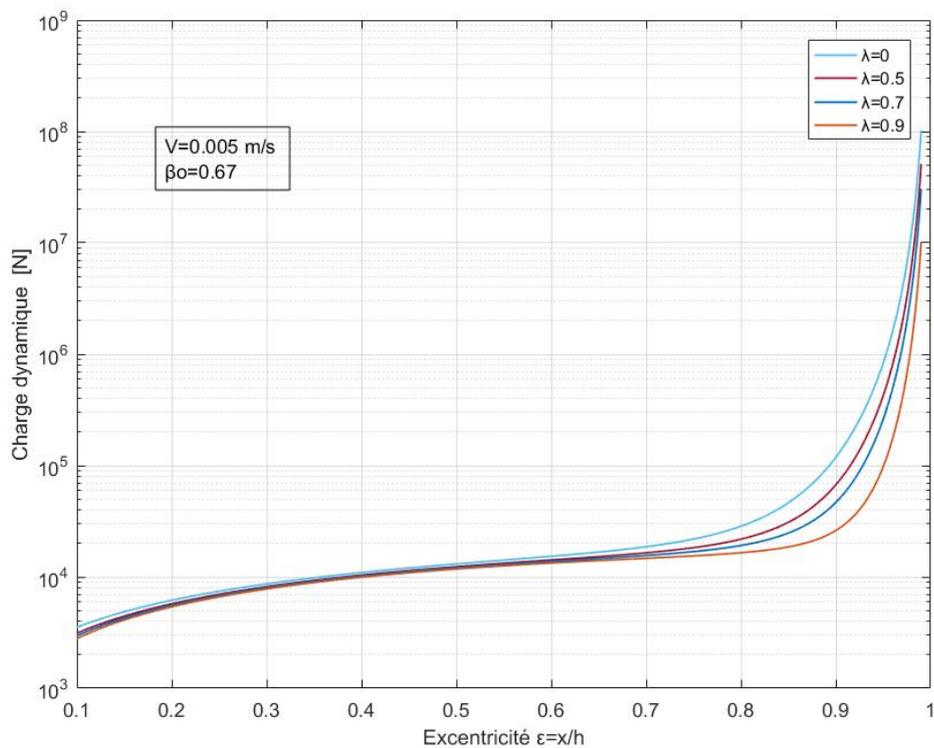
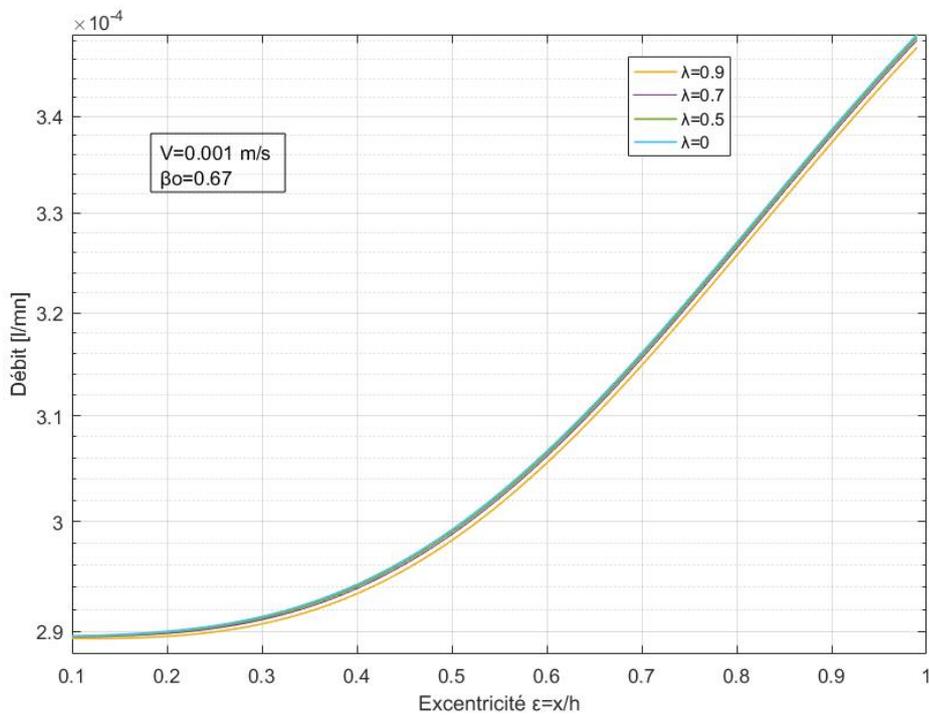


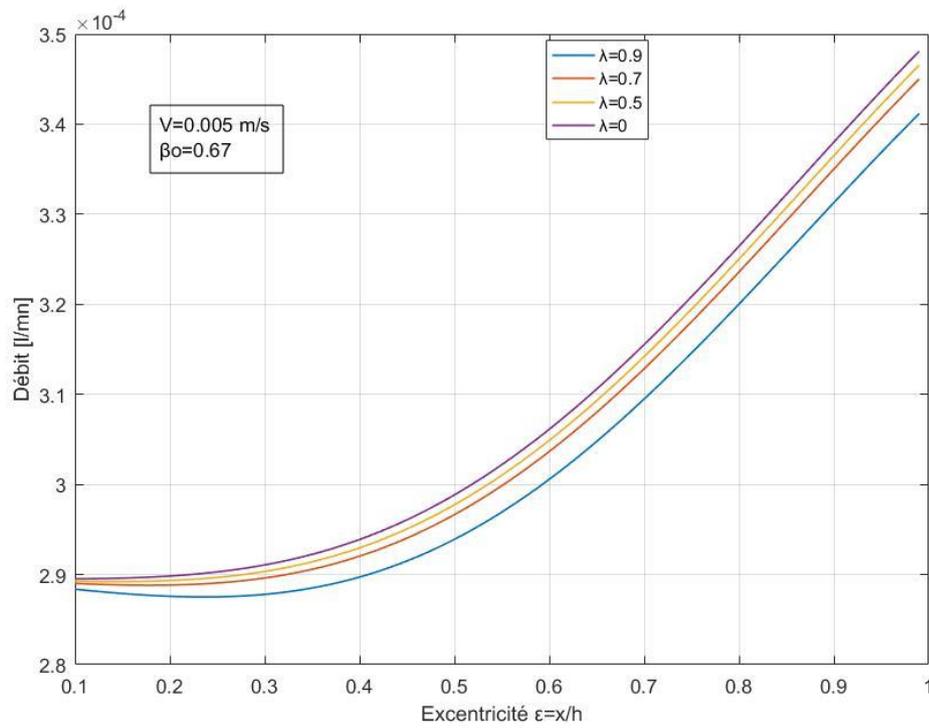
Figure III.5b. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V=0.005$ m/s

### III.3.3.1.2. Influence sur le débit.

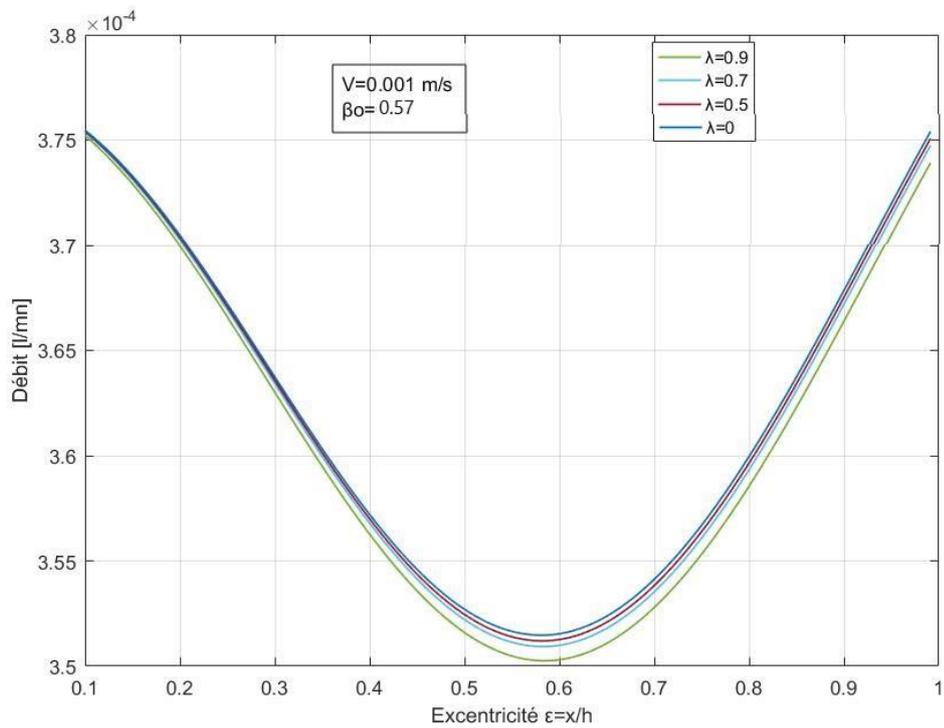
Les figures (III.6a et III.6b) présentent les influences du rapport d'excentricité et de la vitesse d'écrasement et rapport de pression dynamique sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec  $H$  uniforme en utilisant le modèle Jenkins  $\lambda$ . Ces figures montrent que l'augmentation du paramètre du matériau de 0 à 0,9, le rapport de pression ainsi que la vitesse influent sur le débit en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement. Il faut noter que le débit présente une valeur optimale par rapport au rapport d'excentricité. D'autre part, il doit être remarqué que la vitesse d'écrasement a une influence légère sur le débit.



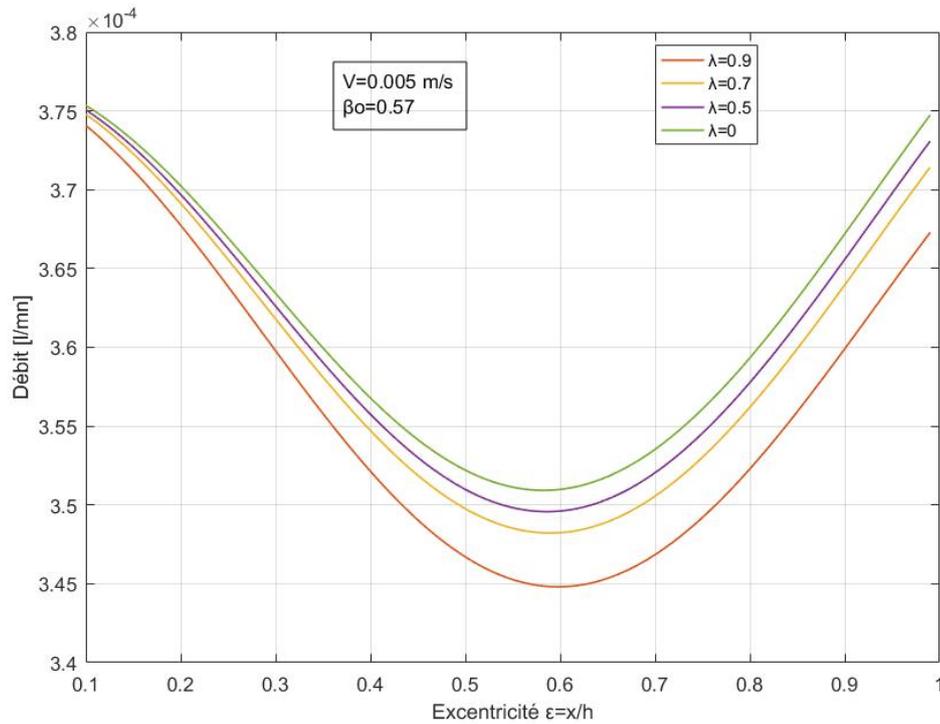
**Figure III.6a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=0.001m/s$   $\beta_0 = 0.67$



**Figure III.6b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le Débit  $V=0.005\text{m/s}$   $\beta_0 = 0.67$



**Figure III.6c.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=0.001\text{m/s}$   $\beta_0 = 0.57$

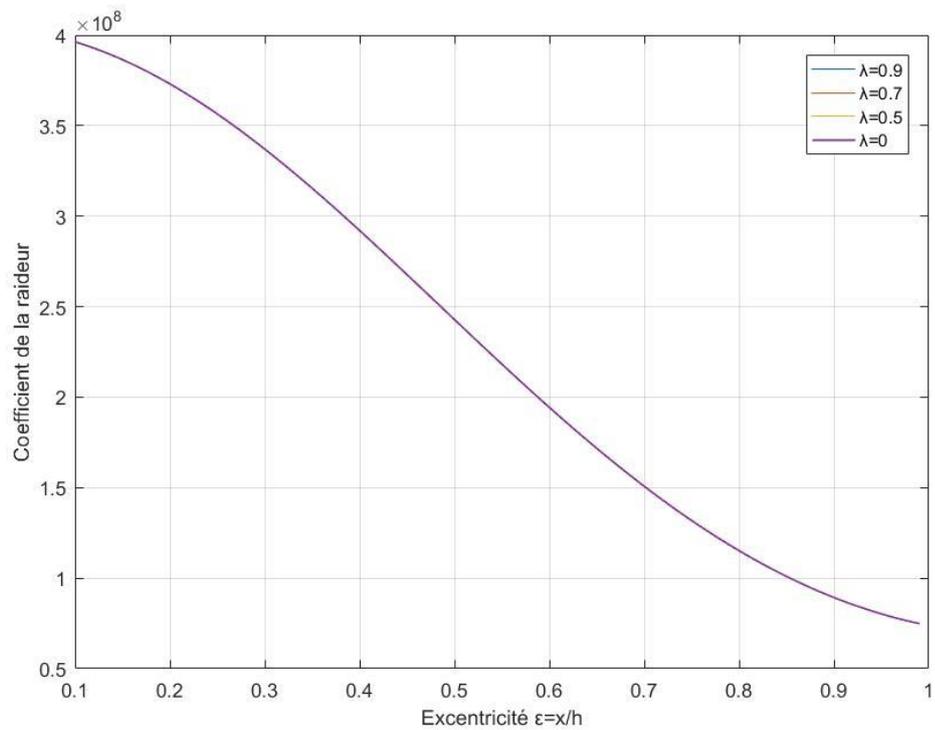


**Figure III.6d.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=0.005\text{m/s}$   $\beta_0 = 0.57$

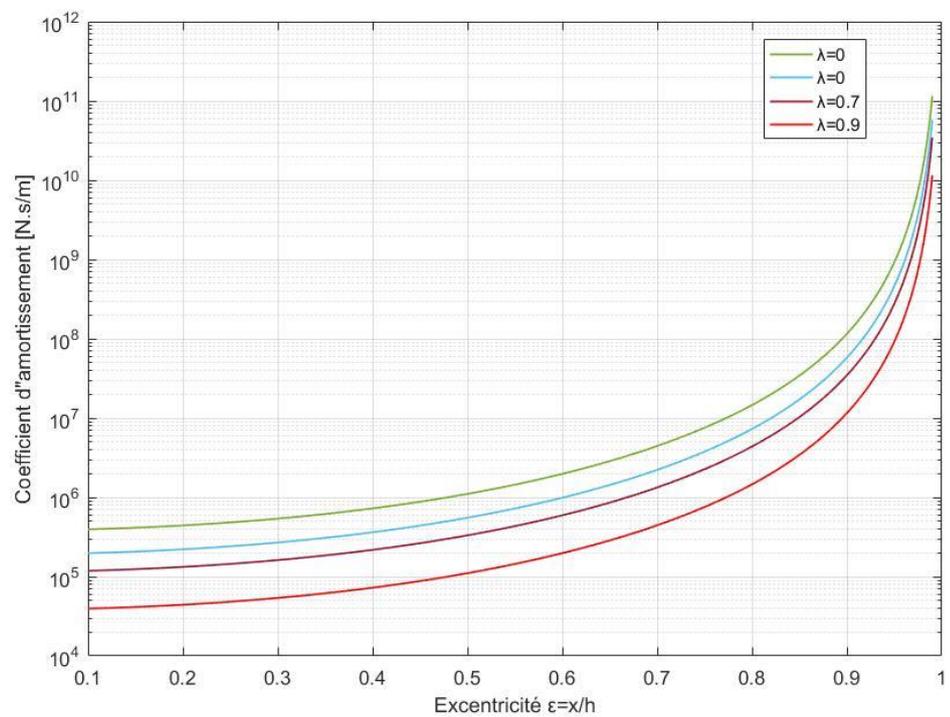
### III.3.3.2. Influence du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les caractéristiques dynamiques.

#### III.3.3.2.1. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les coefficients de la raideur et d'amortissement :

La figure (III.7) et (III.8) montrent respectivement les effets du rapport d'excentricité pour une vitesse  $V=0.001\text{m/s}$  sur les coefficients de la raideur et d'amortissement et ceci pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec  $H$  uniforme en utilisant le modèle Jenkins et pour un rapport de pression égal à 0,67. La figure (III.7) montre que l'augmentation du paramètre du matériau de 0 à 0,9 n'a pas d'effet sur le coefficient de raideur. Toutefois, le coefficient de rigidité diminue avec une augmentation du rapport d'excentricité. La figure (III.8) montre que le coefficient d'amortissement diminue significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Evidemment cette diminution peut être expliquée par la diminution de la pression magnétique de l'évidement. Il faut noter que le coefficient d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité.



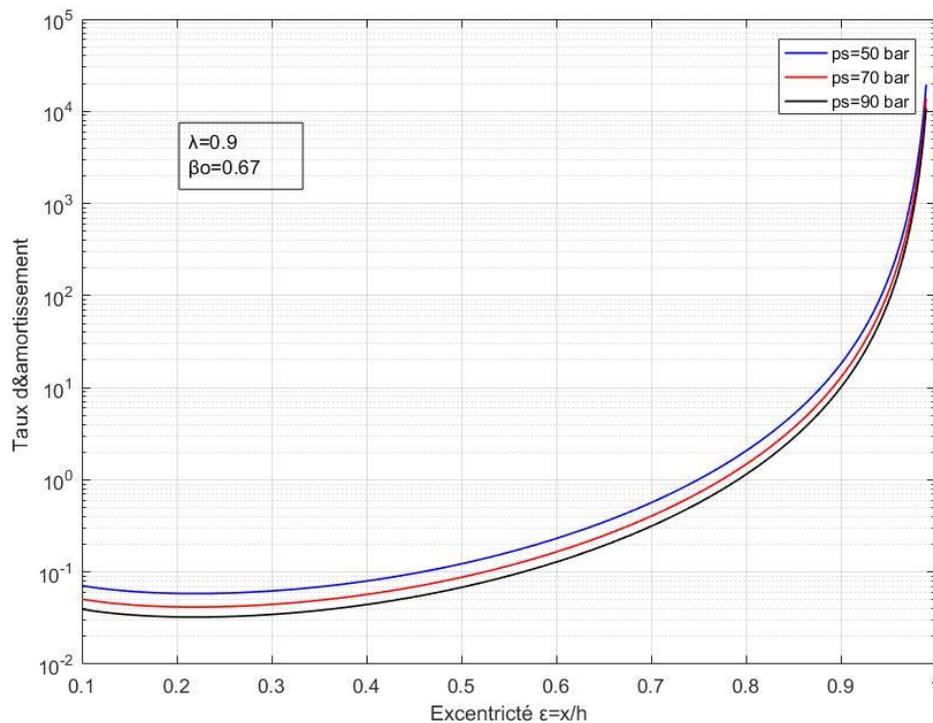
**Figure III.7.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.



**Figure III.8.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient d'amortissement.

### III.3.3.2.2. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur le taux d'amortissement :

La figure (III.19) montre que le taux d'amortissement diminue significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Cette diminution peut être expliquée par la diminution de la pression magnétique de l'évidement. Cependant le taux d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité.



*Figure III.9. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement.*

## *Conclusion Générale*

Dans cette étude, une analyse analytique a été réalisée afin d'étudier l'effet du paramètre de matériau d'un Ferro fluide selon le modèle Jenkins, du rapport d'excentricité et de la vitesse de d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un film Ferro fluide en régime laminaire, isotherme et permanent sous l'effet d'un champ magnétique uniforme de type Jenkins et en utilisant une résistance capillaire. . Les résultats peuvent être résumés comme suit :

- Lorsque le rapport d'excentricité est supérieur à 0.6, la capacité de charge diminue avec une augmentation du paramètre de matériau en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement ;
- Evidement une augmentation du paramètre de matériau augmente le débit en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement.
- Le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement diminuent significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Cependant, l'augmentation du paramètre du matériau n'a pas d'effet sur le coefficient de rigidité ;

Ces résultats montrent que la viscosité du fluide est contrôlée par application d'un champ magnétique en faisant varier la valeur du paramètre de Jenkins et ceci dans le but de contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises en particulier autour des vitesses critiques.

En perspective, nous souhaitons que ces résultats analytiques servent pour une comparaison avec les résultats numériques des paliers hydrostatiques à quatre patins lubrifiés par un Ferro fluide.

## Références bibliographiques

- [1] **Trajin, B.** (2009). "Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes", Doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Toulouse-INPT.
- [2] **Rho, B.-H. And Kim, K.-W.** (2002), "A study of the dynamic characteristics of synchronously controlled hydrodynamic journal bearings", Tribology International 35, No.6, pp. 339-345
- [3] **Schmid, Steven R., Bernard J. Hamrock, and Bo O. Jacobson.** Fundamentals of Machine Elements: SI Version. CRC Press, 2014.
- [4] **Jean-Paul YONNET**, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénieur, D 3 568, 2002.
- [5] <https://www.csb-bearings.fr>
- [6] **Meramria Wafa**, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèse de Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [7] <http://www.directindustry.fr/prod/dresser-rand/paliers-magnetiques-139981160495.html>
- [8] **Grand dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse (Palier), Tome 12, Pp63, 1865. (D'après Bouzidane.A, (2007).** Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).
- [9] <https://www.btscpi.fr/articles.php?lng=fr&pg=771&mnuid=27032&tconfig=0>
- [10] **Chaomleffel J.P.**, " Influence des forces d'inertie en lubrification hybride", Thèse docteur ingénieur., INSA. Lyon, décembre 1983.
- [11] **Rowe W.B.**, " Dynamic and static properties of recessed hydrostatic journal bearings by small displacement analysis", Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Jan. 1980, vol.102, pp. 71-79.
- [12] **San Andres L.**, " Effects of fluid compressibility on the dynamic response of hydrostatic journal bearings with journal rotation", Wear, 146, 1991, pp. 269-283.

- [13] **Ghosh B.**, "An exact analysis of hydrostatic journal bearing with a large circumferential sill", *Wear*, vol. 21, 1972, pp. 367-375.
- [14] **Bou-Said B.**, "La lubrification a la base pression par la méthode des éléments finis. Application aux paliers", Thèse de Doctorat, INSA, Lyon, Décembre 1985.
- [15] **Koeur J. A., Alaire P. E.**, " Finite element analysis of turbulent lubricated hydrostatic journal bearings for static and dynamic conditions", *ASLE Trans.*, 1986, vol. 29. 29, No : 2, pp. 126-135.
- [16] **San Andres L.**, " Effects of fluid compressibility on the dynamic response of hydrostatic journal bearings with journal rotation", *Wear*, 146, 1991, pp. 269-283.
- [17] **Rohde S.M., Ezzat H. A.**, " On the dynamic behaviour of hybrid journal bearings", *ASME, J. of Lub. Tech.*, Jan. 1976, vol. 98, pp. 557-575.
- [18] **Ghosh M.K., Viswanath N.S.**, "Recess volume fluid compressibility effect on the dynamic characteristics of multirecess hydrostatic journal bearings with journal rotation", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 1987; 109(3): pp. 417-26.
- [19] **Shinkle J. N., Horning K. G.**, " Frictional characteristics of liquid hydrostatic journal bearings", *J. of Basic Eng.*, ASME, serie D, 1965, vol87, No: 1, pp. 163-169.
- [20] **Rowe W. B., Koshal D., Aston L., and Stout K. J.**, " Friction and torque characteristics of liquid hydrostatic journal bearings' ", 2 nd Leeds- Lyon symposium 1975.
- [21] **Attar S. E., Nicolas D., Lucas V., Frene J., and Constantinescu V.N.**, " Pressure induced torque in unloaded hybrid bearings: a case study", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Pt. J. Journal of Engineering Tribology*, 1995, vol. 209, no. J3, pp. 183-8.
- [22] **Bou-Said, B., and Nicolas, D.**, "Effects of Misalignment on Static and Dynamics Characteristics of Hybrid Bearings," *STLE, Tribology Transactions*, 1992, 35(2), pp. 325-331.
- [23] **Ali Mohamed A.**, "Contribution à l'étude des paliers hybrides: Prise en compte de la compressibilité du fluide dans les alvéoles", Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, Décembre 1994.
- [24] **Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.**, " Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.
- [25] **Bouزيدane, A. Zahloul, H. Bonneau, O. Denai A. M. et Bettahar, A.** 2002. « Calcul des Caractéristiques Statiques d'un palier a quatre butées hydrostatiques » 3èmes

Journées de Mécanique. (Alger, du 24 au 25 Décembre 2002), École Militaire Polytechnique Alger, Algérie, pp.1-8.

[26] **Bouzidane.A.** " Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins", Mémoire de Magister, UNHB Chlef, Algérie, Juin 2000

[27] **Bouzidane A. et Thomas M.2007.** « Equivalent Stiffness and damping investigation of a hydrostatic journal bearing » *STLE, Tribology Transactions, vol.50, Issue 2,* pp. 257-267.

[28] **Bouzidane A.** " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007

[29] **Asma ABED** " Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents", Université Ibn Khaldoun Tiaret. 2017

[30] **BELGACEM Souad.** "Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano fluides". Université Ibn Khaldoun Tiaret. 2017

[31] **Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.,** " Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.

[32] Hydrostatic bearing, sur le site bently bearings. Consulté le 10/04/2020. <https://bentlybearings.com/about-us/hydrostatic-bearings2/>

[33] **Bouzidane A.,** 2007, "Conception D'un Palier Hydrostatique Intelligent Pour Contrôler Les Vibrations De Rotors " Thèse de Doctorat, Ecole de technologie supérieure Université de Québec.

[34] **O'donoghue J, Rowe W.** Compensation methods for externally pressurized bearings. Engineers' Digest. 1969;30:49.

[35] **Ms CC.** Characteristics of Externally Pressurized Journal Bearings with Membrane-Type Variable-Flow Restrictors as Compensating Elements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 2006.

[36] **Rowe W, Koshal D,** Stout K. Investigation of recessed hydrostatic and slot-entry journal bearings for hybrid hydrodynamic and hydrostatic operation. Wear. 1977;43:55-69.

[37] Grand dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse (Palier), Tome 12, pp 63, 1865.

[38] **Charcosset C.**, "Butées et glissière hydrostatiques avec régulation des laminages de tête," Mécanique, avril 1970, pp. 16-25.

[39] **Cusano C.**, "Characteristics of externally pressurized journal bearings with membrane type variable flow restrictors as compensating elements, " Proc. Inst. Mech. Eng., 1977, vol. 188, 52/74, pp. 527-536.

[40] **Adams, M.L., and Zahloul, H.**, "Attenuation of Rotor Vibration Using Controlled Pressure Hydrostatic Squeeze Film Dampers," Eleventh Biennial ASME Vibrations Conference, Boston, MA, No.9, pp. 99-108, 1987

[41] **Malcolm E. Leader, P.E.**, Understanding journal bearings, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado.

[42] **San Andrés, Luis.** "Squeeze Film Dampers." Encyclopedia of Tribology. Springer US, 2013. 3252-3263.

[43] **Malcolm E. Leader, P.E.**, Understanding journal bearings, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado

[44] **J.C. Dixon.** **The shock absorber handbook.** SAE International and John Wiley & Sons, Ltd., 2007.

[45] **F. Gordaninejad, O.A. Graeva, and A. Fuchs.** Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions - Proceedings of the 10th International Conference on Ermr. World Scientific Publishing Company, 2006.

[46] **B. Kavlicoglu, F. Gordaninejad, C. A. Evrensel, N. Cobanoglu, M. Xin, C. Heine, A. Fuchs, and G. Korol.** A high-torque magneto-rheological fluid clutch. In Proceedings of SPIE Conference on smart Materials and Structures : Damping and Isolation, 393–400, 2002

[47] **R. Demersseman.** Caractérisation et modélisation causale d'un frein à liquide magnétorhéologique en vue de sa commande. PhD thesis, Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP) de Lille, ENSAM, 2009.

- [48] **W. Zhou, C.M. Chew, and G.S. Hong.** Development of a compact double-disk magneto rheological fluid brake. *Robotica*, 25 :493–500, 2007.
- [49] EFH1 Ferrofluid 20ml with 90mm Petri Dish & Pipette - Science & Art. Disponible sur: [http://www.first4magnets.com/other-c89/efh1-ferrofluid-20ml-with-90mm-petri-dish-pipettescience-art-p6440#ps\\_1-2349](http://www.first4magnets.com/other-c89/efh1-ferrofluid-20ml-with-90mm-petri-dish-pipettescience-art-p6440#ps_1-2349).
- [50] Scherer, Claudio, and Antonio Martins Figueiredo Neto. "Ferrofluids: properties and applications." *Brazilian Journal of Physics* 35.3A (2005): 718-727.
- [51] **B.F. Spencer Jr., S.J. Dyke, M.K. Sain, and J.D. Carlson.** Phenomenological model of a magnetorheological damper. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, 10 :1–23, 1996.
- [52] **B. Abou.** Instabilité interfaciale d'une couche de ferrofluide sous champ magnétique normal ; Etude de la transition hexagones-carrés. PhD thesis, Ecole Supérieure de Physique et Chimie Industrielles (ESPCI), 1999.
- [53] **Malcolm E. Leader, P.E.,** Understanding journal bearings, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado.
- [54] **Marcos Pinho** Comportement statique et dynamique d'une suspension d'hautparleur à joint de ferrofluide 2011 Ecole Doctorale De L'université Du Maine Le Mans, France.
- [55] **J. P. McTague,** « Magnetoviscosity of Magnetic Colloids », *J. Chem. Phys.*, vol. 51, no 1, p. 133-136, juill. 1969.
- [56] **S. Odenbach,** Magnetoviscous effects in ferrofluids. Berlin: Springer, 2002.
- [57] **Bouzidane. A** et al "Performance Analysis of a Four-Pad Hydrostatic Squeeze Film Damper Lubricated with Ferrofluid". 1st international conference on tribology, ISTANBUL Turkey 2015.
- [58] **Guegan, Q, Foule, J-N, Tillement, O, Ayela, F, & Chevalier, J, (2007)** : De nouvelles perspectives pour les fluides électro-rhéologiques : l'effet ER géant.
- [59] **Bouzidane A.** " Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins", Mémoire de Magister, UNHB Chlef, Algérie, Juin 2000



## Résumé

**Abstract:** The aim of this research is to study the characteristics of a four-pad hydrostatic squeeze film dampers fed with a ferrofluid. In this study, a theoretical study was performed using Jenkins model to investigate the effect of the ferrofluid material parameter, eccentricity ratio and squeeze velocity on the static and dynamic characteristics of a four-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with ferrofluid and the results are analysed and discussed.

**Keywords:** *Ferrofluid, Jenkins model, hydrostatic bearing, hydrostatic journal bearing, static and dynamic characteristics. smart material*

**Résumé:** Le but de cette recherche est d'étudier les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins lubrifiée par un ferrofluide.. Dans ce travail, une étude analytique a été réalisée en utilisant le modèle Jenkins pour étudier l'effet du paramètre de matériau ferrofluide, du rapport de l'excentricité et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins lubrifiés par un ferrofluide et les résultats sont analysés et discutés.

**Mots-clés:** ferrofluide, modèle Jenkins, paliers hydrostatique, paliers hydrostatiques à roulement , caractéristiques statiques et dynamiques. Matériaux intelligents

**ملخص:** الهدف من هذا البحث هو دراسة الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل دفع هيدروستاتيكي رباعي الزحلقة مشحم بواسطة مانع ممغنط. في هذا العمل تم إجراء دراسة تحليلية باستخدام نموذج جنكينز للتحقق من تأثير معامل مادة المواع الحديدي ونسبة الانحراف وسرعة الإنضغاط على الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل الدفع الهيدروستاتيكي. رباعي الزحلقة مشحم بالسائل الممغنط وقد تم تحليل النتائج ومناقشتها.