

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

Etude statique et dynamique d'une  
butée hydrostatique à simple effet  
lubrifiée par un ferrofluide

Préparé par :  
MIHOUBI Ahmed  
MESLEM Mohamed

Soutenu publiquement le : .. / 09 / 2020, devant le jury composé de :

M. MADANI Ahmed	Maître de Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. HADJI Lazrag	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. SAAD Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. DEBBIH Senouci	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

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

Etude statique et dynamique d'une  
butée hydrostatique à simple effet  
lubrifiée par un ferrofluide

Préparé par :

MIHOUBI Ahmed

MESLEM Mohamed

Soutenu publiquement le : .. / 09 / 2020, devant le jury composé de :

M. MADANI Ahmed	Maître de Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. HADJI Lazrag	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. SAAD Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. DEBBIH Senouci	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

# Remerciement

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

*Je tiens à remercier Mr. DEBIH Senouci pour avoir m'encadrer ainsi que sa patience et conseils précieux qui m'ont été très utiles. Permettez-moi Mr de vous exprimer ma reconnaissance et mes remerciements les plus sincères.*

*Mes sincères remerciements vont au Mr MADANI AHMED pour avoir accepté de président le jury de soutenance de ce mémoire,*

*Nous sommes conscientes de l'honneur que nous ont fait Mr Saad mohamed Et Mr hadj lazerg en étant accepté d'examiner ce travail et leurs aides et leurs encouragements.*

*Nous remercions énormément monsieur CHAIB Khaled chef département de génie mécanique.*

*Par la même occasion nous n'oublierons pas de remercier toute l'équipe de génie mécanique : enseignants, administrateurs et personnels de soutien.*

*On remercie aussi nos amis et en fin, on adresse tous nos remerciements à toute la promotion 2020 de Master 2 construction mécanique.*

*MIHOUBI*

*MESLEM*

*--- 0 ---*

## *Dédicace*

*Je dédie ce mémoire à :*

*Pour toutes la famille : MIHOUBI et MESLEM, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien, tous les sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie, reçois à travers ce travail aussi modeste soit-il, l'expression de mes sentiments et de mon éternelle gratitude.*

*Mon père et ma mère et ma femme, qui peut être fier et trouver ici le résultat de longues années de sacrifices et de privations pour m'aider à avancer dans la vie. Puisse Dieu faire en sorte que ce travail porte son fruit ; Merci pour les valeurs nobles, l'éducation et le soutien permanent venu de vous.*

*Mes frères et soeurs qui n'ont cessé d'être pour moi des exemples de Persévérance, de courage et de générosité.*

*Nous souhaitant que le fruit de nos efforts fournis jour et nuit, nous mènera vers le bonheur fleuri aujourd'hui, ici rassembles auprès des jurys, Nous prions dieu que cette soutenance fera signe de persévérance, et que nous serions enchantés par notre travail honoré.*

*Pour toute la famille MIHOUBI, Kherroubi.*

*A mon binôme MOHAMED et toute sa famille MESLEM*

*Ma très chère petite fille FATIMA ZAHRA je vous aime*

*Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible ; je vous dis merci.*

*Nomenclature*

*Listes des figures*

*Listes des tableaux*

## **SOMMAIRE**

*Introduction générale*.....1

### *Chapitre I : Etude bibliographique*

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

**I.2. Lubrification hydrostatique**.....1

**I.2.1. Les travaux antérieurs**.....1

**I.2.2. Principe de la lubrification hydrostatique**.....5

**I.2.3. Etapes de fonctionnement**.....8

**I.3. Les fluides intelligents**.....8

**I.4. Les ferro fluides**.....11

**I.4.1. Les types des ferro fluide**.....13

**I.4.2. Composition**.....13

**I.4.3. Propriétés magnétiques**.....14

**I.5. Types de paliers** .....15

**I.5.1. Les paliers fluides**.....16

**I.5.2. Les paliers à roulements**.....16

**I.5.3. Les paliers hydrodynamiques**.....16

**I.5.4. Les paliers hydrostatiques**.....16

**I.5.4.1. Les avantages et les inconvénients**.....17

**I.5.4.2. Les caractéristiques**.....18

**I.6. Butée hydrostatique**.....20

**I.6.1. Définition**.....20

**I.6.1. Principe d'une butée hydrostatique**.....20

### *Chapitre II :Etude statique et dynamique d'une butée hydrostatique à simple effet lubrifiée par un ferro fluide.*

**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. <i>Equation de Reynolds</i> .....	22
II.2.1.2. <i>Calcul des caractéristiques statiques</i> .....	23
II.2.1.2.1. <i>Charge portante</i> .....	23
II.2.1.2.2. <i>Débit de lubrifiant</i> .....	24
II.2.1.2.3. <i>La pression dans l'alvéole</i> .....	26
II.3. <i>Etude dynamique</i> .....	28
II.3.1. <i>Modélisation linéaire</i> .....	28
II.3.2. <i>Calcul des caractéristiques dynamiques</i> .....	29
II.3.2.1. <i>Coefficient de raideur</i> .....	29
II.3.2.2. <i>Coefficient d'amortissement</i> .....	30
II.3.2.3. <i>Taux d'amortissement</i> .....	30

### *Chapitre III : Résultats et interprétations*

III.1. <i>Introduction</i> .....	31
III.2. <i>Méthode de résolution et organigramme</i> .....	31
III.3. <i>Résultats et interprétations</i> .....	33
III.3.1. <i>Analyse de l'épaisseur du film</i> .....	33
III.3.2. <i>Analyse du rapport de pression</i> .....	33
III.3.3. <i>Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamique</i> .....	34
III.3.3.1. <i>Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques</i> .....	34
III.3.3.2. <i>Influence sur la Charge statique et dynamique</i> .....	34
III.3.3.3. <i>Influence sur le débit</i> .....	34
III.3.3.2. <i>Influence du paramètre de matériau du modèle Jenkins sur les caractéristiques dynamique</i> .....	38
III.3.3.1. <i>Effets du rapport d'excentricité sur les coefficients de rigidité et d'amortissement</i> .....	38
III.3.3.2. <i>Effets du rapport d'excentricité sur le taux d'amortissement</i> .....	39

## Nomenclatures

Symboles	Désignations	Unités
$d_c, L_c$	Caractéristiques géométriques du capillaire.	[m]
$H$	Champ magnétique	[A.m <sup>-1</sup> ]
$W_{pi}$	Charge portante relative à la butée à simple effet.	[N]
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement.	
$K_w$	Coefficient de la charge	
$K_{pi}$	Coefficient de raideur.	
$K_Q$	Coefficient du débit.	
$\alpha^2$	Constant du matériau.	[m <sup>3</sup> .A <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_{vol i}$	Débit volumique du fluide.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</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> ]
$\rho$	Densité du fluide.	[kg .m <sup>-3</sup> ]
$d_s$	élément d'aire.	[m <sup>2</sup> ]
$e_i$	Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet	[m]
$h_0$	Épaisseur du film en position centrée.	[m]
$h_1$	Épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet.	[m]
$\varepsilon$	L'excentricité relative	
$K_c$	Paramètre de capillaire	
$\lambda$	Paramètre de Jenkins	
$P_s$	Pression d'alimentation.	[Pa]
$P_a$	Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.	[Pa]
$e_a$	Profondeur de l'alvéole.	[m]
$\beta_i$	Rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe.	
$S$	Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet	[m <sup>2</sup> ]
$S$	Surface de l'alvéole.	[m <sup>2</sup> ]
$S$	surfaces de contact	[m <sup>2</sup> ]
$\mu$	Susceptibilité magnétique.	
$\eta$	Viscosité du Ferro fluide,	[kg .m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\mu_{FR}$	Viscosité dynamique.	[Pa .s]
$V_1$	Vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet.	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u_{zi}$	Vitesse du fluide	[m.s <sup>-1</sup> ]

## Nomenclatures

Symboles	Désignations	Unités
$d_c, L_c$	Caractéristiques géométriques du capillaire.	[m]
$H$	Champ magnétique	[A.m <sup>-1</sup> ]
$W_{pi}$	Charge portante relative à la butée à simple effet.	[N]
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement.	
$K_w$	Coefficient de la charge	
$K_{pi}$	Coefficient de raideur.	
$K_Q$	Coefficient du débit.	
$\alpha^2$	Constant du matériau.	[m <sup>3</sup> .A <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_{vol i}$	Débit volumique du fluide.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</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> ]
$\rho$	Densité du fluide.	[kg .m <sup>-3</sup> ]
$d_s$	élément d'aire.	[m <sup>2</sup> ]
$e_i$	Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet	[m]
$h_0$	Épaisseur du film en position centrée.	[m]
$h_1$	Épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet.	[m]
$\varepsilon$	L'excentricité relative	
$K_c$	Paramètre de capillaire	
$\lambda$	Paramètre de Jenkins	
$P_s$	Pression d'alimentation.	[Pa]
$P_a$	Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.	[Pa]
$e_a$	Profondeur de l'alvéole.	[m]
$\beta_i$	Rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe.	
$S$	Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet	[m <sup>2</sup> ]
$S$	Surface de l'alvéole.	[m <sup>2</sup> ]
$S$	surfaces de contact	[m <sup>2</sup> ]
$\mu$	Susceptibilité magnétique.	
$\eta$	Viscosité du Ferro fluide,	[kg .m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\mu_{FR}$	Viscosité dynamique.	[Pa .s]
$V_1$	Vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet.	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u_{zi}$	Vitesse du fluide	[m.s <sup>-1</sup> ]



## **Listes des figures**

### **Chapitre I :**

**Figure I.1 :** Schématisation d'une butée hydrostatique.

**Figure I.2 :** L'alimentation à débit constant.

**Figure I.3 :** L'alimentation à pression constante.

**Figure I.4 :** Schéma d'une alimentation à pression constant : Cas réel

**Figure I.5 :** Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique.

**Figure I.6 :** Solidification du fluide dans l'axe du champ.

**Figure I.7 :** fluide avec liaison de particules à dipôle électrique.

**Figure I.8 :** fluide avec des particules à dipôle magnétique.

**Figure I.9 :** Les Ferro-Fluides

**Figure I.10 :** Un Ferro fluide sur un point aimanté.

**Figure I.11 :** Les Ferro fluide

**Figure I.12 :** paliers hydrostatiques.

**Figure I.13 :** Configuration des paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques.

**Figure I.14 :** Configurations des paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques

**Figure I.15 :** Butée hydrostatique

**Figure I.16 :** Schéma de principe d'une butée hydrostatique.

### **Chapitre II :**

**Figure II.1 :** Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique

**Figure II.2 :** Système d'axe

**Figure II.3 :** Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue.

**Figure II.4 :** Résistance hydraulique de type capillaire.

**Figure II.5 :** Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet.

### **Chapitre III :**

**Figure . III.1.** Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.

**Figure III.2.** Variation du rapport de pression  $\beta_i$  en fonction de l'excentricité

**Figure III.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique  $V=-0.001\text{m/s}$

**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique  $V=-0.005\text{m/s}$

**Figure III.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V=-0.001\text{m/s}$

**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V=-0.005\text{m/s}$

**Figure III.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=-0.001\text{m/s}$

**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=-0.005\text{m/s}$

**Figure III.4.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.

**Figure III.5.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.

**Figure III.6.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement

# *Introduction Générale*

## Introduction générale

Les rotors constituent les pièces maîtresses des machines tournantes dont le domaine d'application industrielle est très vaste : machines-outils, turbines, véhicules, turbocompresseurs, industrie pétrolière, etc. Parmi leurs fonctions on peut citer la transmission de puissance ou la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

Dans le but d'augmenter les performances de ces machines, une maîtrise des vibrations est indispensable car des vibrations excessives augmentent le bruit, diminuent le rendement et peuvent conduire à l'endommagement de la machine. La mesure des vibrations sur ces machines revêt une importance toute particulière puisqu'elle joue un rôle capital dans les programmes de maintenance. Dans toutes ces machines, les paliers hydrostatiques sont les éléments de base utilisés pour le guidage ou le support des rotors. Ils sont généralement alimentés en fluide lubrifiant, issu d'un réservoir externe, au moyen d'orifices ou de rainures. Les paliers hydrostatiques sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Ils peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse. Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable.

L'augmentation des 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 utiliser 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.

L'objet de ce travail est d'étudier les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet alimentée par un Ferro fluide et contrôlée par une résistance hydraulique de type capillaire.

Le présent travail est organisé en trois chapitres.

- Le premier chapitre, est consacré à l'étude bibliographique des paliers hydrostatiques et les butées hydrostatiques, leurs lubrifications hydrostatiques et les travaux antérieurs réalisés pour le calcul de ses caractéristiques et leurs utilisations. Une étude brève sur les Ferrofluides, ses caractéristique et ses domaines d'application a été évoquée.
- Le deuxième chapitre présente une étude statique et dynamique d'une butée hydrostatique à simple effet basée sur la méthode analytique.
- Le troisième chapitre, traite les résultats et les interprétations concernant l'influence de l'excentricité relative et du paramètre de Jenkins sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet lubrifiée par un ferrofluide.
- Enfin, une conclusion générale sur l'étude réalisée avec les principaux résultats.

***Chapitre I***  
***Étude bibliographique***

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

L'objet de ce chapitre est de donner un aperçu bibliographique sur les fluides et les paliers hydrostatiques intelligents.

La première partie porte sur une étude brève de la lubrification et des fluides lubrifiants (fluide ER, fluide MR et les Ferro fluide).

La deuxième partie concerne une brève étude sur les ferrofluides.

## **I.2. Lubrification hydrostatique :**

### **1.2.1. Les travaux antérieurs :**

L'existence de la lubrification hydrostatique [1] 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 [1] 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 [1] 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 [1] 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'orifice en paroi mince, on a un système non linéaire.

-L'approche analytique a été par la suite, reprise par Chaomleffel J.P. [2] et Rowe.W.B.[3] pour calculer les Coefficients dynamiques d'un palier hybride centré.

- San Andres [4] 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 [5,6,7].

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 [8].

- En 1976, Rohde S.M et Ezzat H.A. [9] 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 [4], Ghoh et Viswanath [10]. 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 [11], Rowe [12] et Attar [13] basés sur la continuité du débit circonferentiel, supposent une génération de pression dans l'alvéole selon la direction circonferentielle, 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 [14] ont étudié théoriquement et expérimentalement les effets de l'alignement sur les caractéristiques statiques et dynamiques des roulements hybrides.

Ali Mohamed, A [15] 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 [16].

Bouزيدane, A. Zahloul, H. [17] 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 Bouزيدane.A [18].

Bouزيدane, A. [19] 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 a été étudiée par Bouزيدane, A [20]. 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. [20].

- Asma ABED [21] a étudiée le comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents,
- BELGACEM Souad.[22], a étudiée le comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano-fluides

### I.2.2. Principe de la lubrification hydrostatatique :

Dans tout dispositif hydrostatatique une des surfaces est lisse tandis que l'autre compte une ou plusieurs cavités ou alvéoles reliées à un générateur de pression.[23].

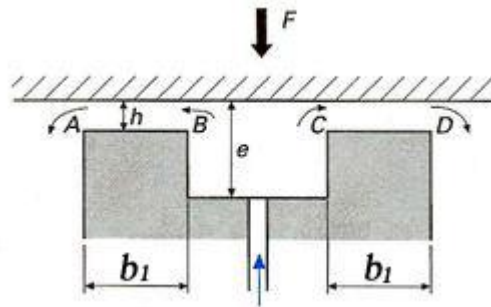


Figure I.1 : Schématisation d'une butée hydrostatatique [23].

On a deux régions :

- Une région où l'épaisseur du film  $h$  est mince (AB) et (CD).
- Une région constituée par les cavités où l'épaisseur du film " $e$ " est grande (BC).

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

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

- **Alimentation à débit constant :**

Ce type de lubrification est seulement valable pour les liquides (fluide incompressibles).

Dans ce mode d'alimentation, une pompe à débit constant est utilisée, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles.

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

Ce mode d'alimentation est peu utilisé compte tenu du coût et de la complexité de l'installation.

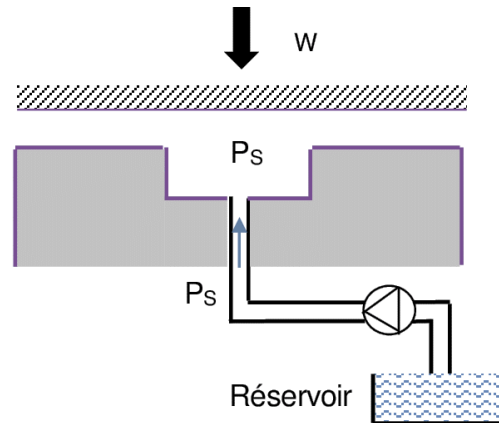


Figure I.2 : L'alimentation à débit constant. [23].

- **Alimentation à pression constante :**

Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique (Un tube capillaire, par exemple) entre l'alvéole et la source d'alimentation (pompe). La résistance hydraulique a pour rôle de faire varier le débit en fonction de la chute de pression, L'utilisation de système à pression constant est préférée.

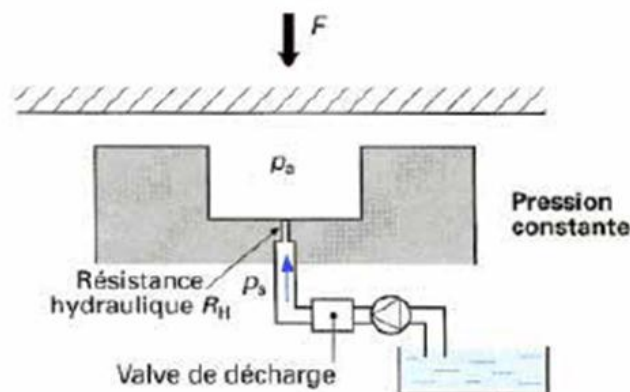


Figure I.3 : L'alimentation à pression constante. [23].

Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe. La figure I.3 donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constant d'un palier à quatre alvéoles, une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30% à celui nécessaire ; Le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet

anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu' à l'arrêt complet de l'arbre (on peut aussi prévoir une pompe de secours). L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole ; sur chaque portion de circuit, on peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression dans un alvéole. La résistance hydraulique  $R_H$  doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Une prise de température  $T$  permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si la température devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation.

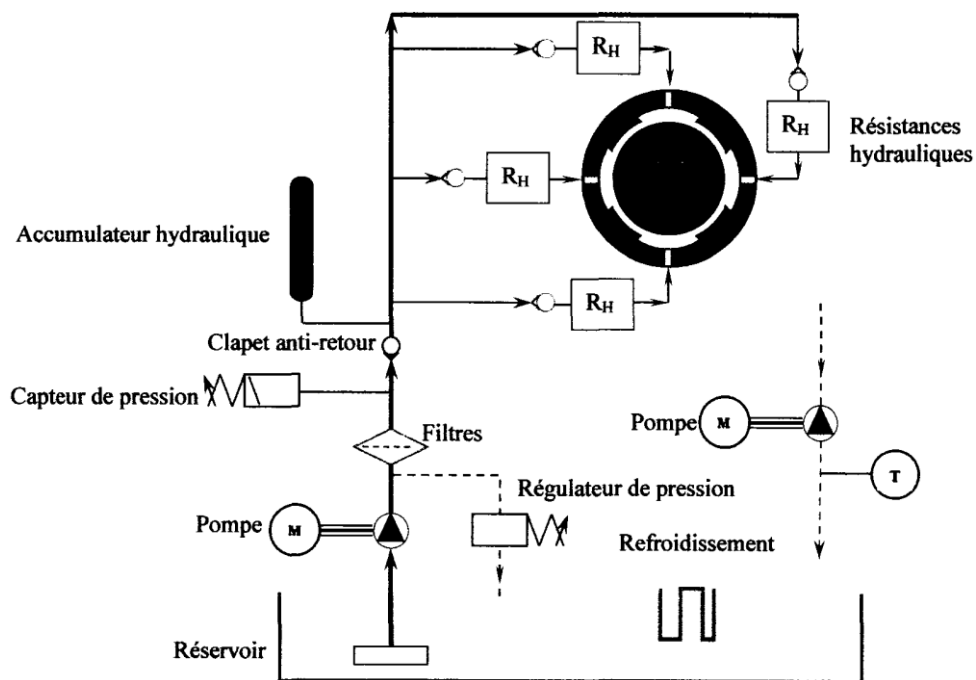


Figure I.4. Schéma d'une alimentation à pression constant : Cas réel. [23]

### 12.2.3. Etapes de fonctionnement :

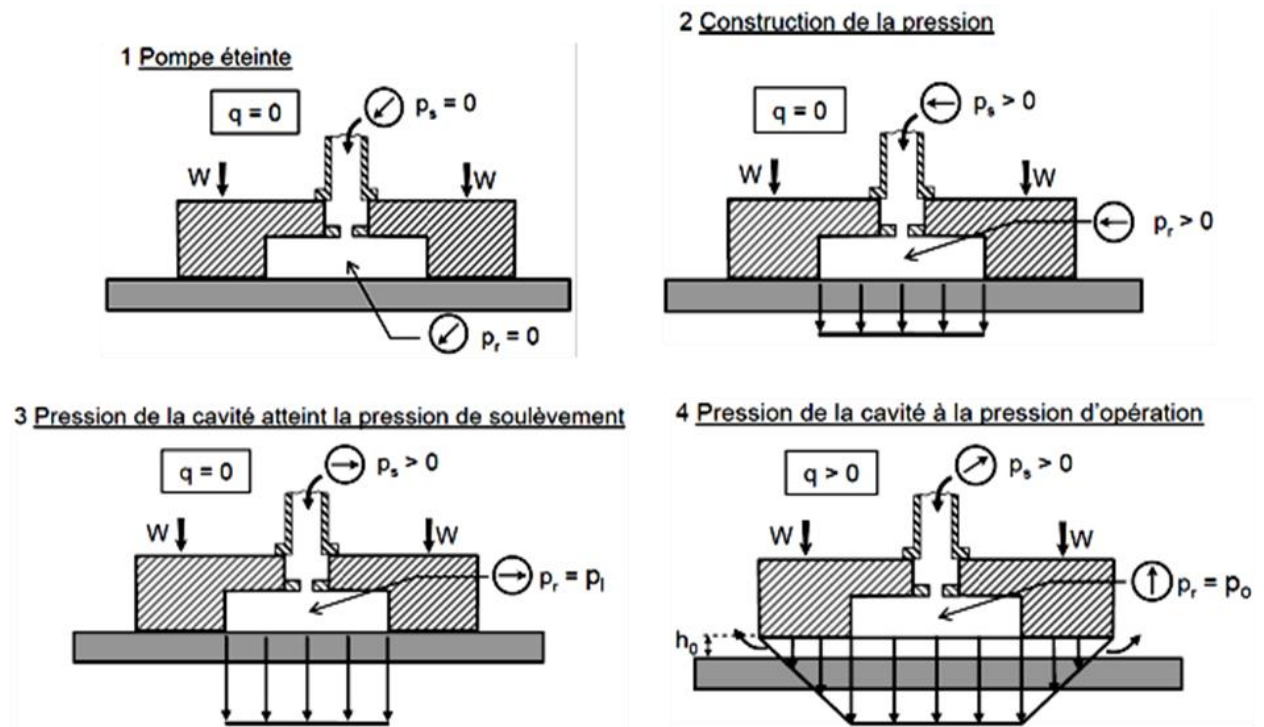
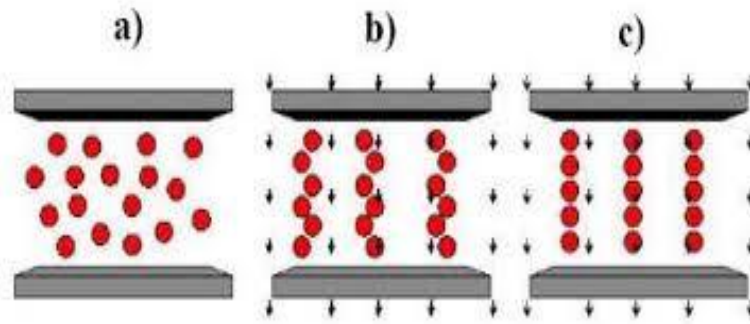


Figure I.5. Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique. [24].

## I.3. Les fluides intelligents :

### I.3.1. Fluides ER (électro rhéologique) :

Un fluide électro rhéologique (fluide ER) est une suspension de particules conductrices dispersées dans un fluide isolant. La taille des particules peut varier de quelques nanomètres à plusieurs micromètres. Avec une fraction volumique (rapport entre le volume des particules et le volume total). Généralement de l'ordre de 20% à 30%. Découvert la première fois par W.M. Winslow en 1947, Ce fluide présente des propriétés très intéressantes d'un point de vue tant scientifique que technologique, En fonction du champ électrique appliqué, Les propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte seuil...) d'un fluide ER sont considérablement modifiées. Cela permet d'obtenir même une « solidification » du fluide. Ce phénomène peut s'expliquer d'une façon macroscopique par la formation des fibres parallèles au champ par les particules, Ces fibres génèrent une liaison entre électrodes et augmentent donc la viscosité de fluide. [25].



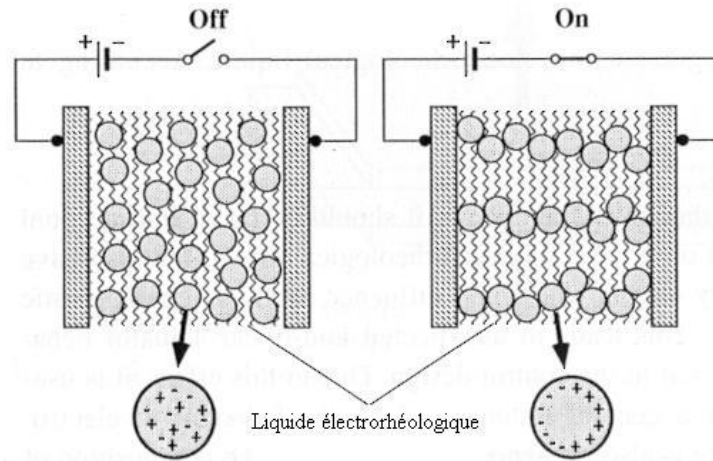
**Figure I.6 :** Solidification du fluide dans l'axe du champ. [26].

Le champ d'application de ce fluide est très prometteur car il existe plusieurs avantages. La réponse est rapide (quelques ms) et le phénomène est réversible. Les fluides ER sont également considérés comme matériaux « intelligents » et consomment peu d'énergie, plusieurs applications ont été proposées (embrayage automobile, amortisseur, contrôle actif de vibration, actionneur...). Pourtant la contrainte seuil habituelle de quelques KPa du fluide ER n'est pas suffisante pour de vraies applications industrielles. Une autre difficulté est sa stabilité (sédimentation, stabilité thermique, agrégation des particules...).

La caractéristique rhéologique d'un fluide ER est présentée par un hémogramme donnant la variation de la contrainte de cisaillement en fonction de la vitesse de cisaillement, le modèle de Bingham est souvent utilisé pour décrire un fluide ER idéal.

Récemment, l'équipe de Weijia Weng (Institut Nanoscience de Hongkong) a réussi à développer une nouvelle génération de fluide ER avec une contrainte seuil dépassant 100 KPa. (20 fois plus élevée que la contrainte seuil habituellement observée). Le phénomène découvert par les chercheurs chinois est appelé ainsi « Effet ER géant » [27].

La caractérisation principale d'un fluide ER est donnée par la variation de la contrainte mécanique en fonction du gradient de vitesse et du champ électrique appliqué. [28].



**Figure I.7 :** *fluide avec liaison de particules à dipôle électrique.* [23].

En l'absence de champ, les particules sont dispersées de façon aléatoire dans le fluide, Lorsqu'un champ (comme le montre la figure). Sur le dessin, on suppose que le déplacement du fluide s'effectue parallèlement aux plaques extérieures et ces dernières sont fixes.

Le fluide électro-rhéologique ER pourrait être utilisé dans l'industrie automobile pour l'embrayage, frein, systèmes d'amortissement, actionneurs, injection du carburant, soupapes, il pourrait également être utilisé dans les articulations des bras robotisés et des mains.

Parmi ces dispositifs, les appareils ER d'amortissement ont reçu une attention intensive, parce qu'ils ne nécessitent pas le fluide ER d'avoir une limite d'élasticité très élevée ou très large plage de température. [29].

Les appareils ER n'ont pas encore été commercialisés. Les principaux problèmes sont :

- La limite d'élasticité n'est pas assez élevée.
- La plage de température de travail n'est pas assez large, parce que l'effet ER diminue fortement lorsque la température est plus grande à 100°C,
- La stabilité de la suspension ER contre la sédimentation est très pauvre une fois que la ségrégation se produit aucun effet ER n'est disponible.
- Le fluide ER parfois mal fonctionne une fois il est contaminé.

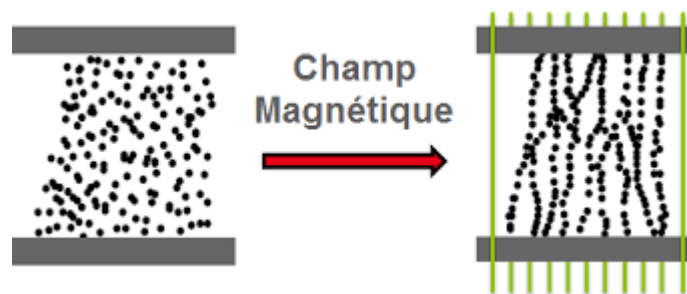
### **I.3.2. Fluide MR (magnéto rhéologique) :**

La première découverte et le développement des fluide MR peuvent être accrédités à Jacob Rabinow à la fin des années 1940, Mais ils restent considérablement moins connus que leurs prédécesseurs les fluides électro-rhéologique (ER). Les deux fluides MR sont formés de particules polarisables ayant une dimension de l'ordre de quelques microns. Les fluides MR sont des matériaux dont le comportement rhéologique est réversible et change quand on leur

applique un champ magnétique. Ils sont composés de particules polarisables suspendues dans un fluide diélectrique. Typiquement, Les FMR contiennent 20 à 40% en volume de particules. Ces fines particules, dont le diamètre est de 0.1 à 10 microns, peuvent être de fer, de nickel, cobalts dispersés dans un liquide aqueux ou minéral. [29].

La réponse des fluide MR résulte de la magnétisation induite dans les particules en suspension par l'application d'un champ électrique extérieur. L'interaction entre les dipôles résultants fait que les particules forment une structure en colonnes parallèles au champ appliqué, Cette structure en chaîne restreint le mouvement du fluide, Ce qui a pour conséquence d'augmenter la viscosité du fluide, L'énergie mécanique nécessaire pour produire cette microstructure, résultant de la contrainte produite par le champ, augmente quand le champ appliqué augmente. En l'absence de champ appliqué, Les fluides MR montrent un comportement de type Newtonien.

Récemment les fluide MR ont eu un regain d'intérêt grâce à leur faible voltage comparé aux fluides ER et effet, soumises à un champ magnétique de l'ordre de 24 V, il y a formation d'agrégats de particules magnétisées qui s'organisent sous forme de colonnes orientées dans le sens du champ magnétique. Il en résulte une augmentation de la viscosité et de la contrainte de cisaillement, La figure ci-dessous illustre le comportement de ces fluides.



*Figure.I.8. Fluide avec des particules à dipôle magnétique. [23].*

#### **I.4. Les Ferro fluides :**

Les Ferro Fluides sont des solutions colloïdales de nanoparticules Ferro magnétiques ou ferrimagnétique d'une taille de l'ordre de 10 nanomètres dans un solvant ou de l'eau. Ces liquides deviennent magnétiques lors de l'application d'un champ magnétique extérieur tout en conservant leur stabilité colloïdale. Une conséquence spectaculaire de cette propriété est que ces liquides sont attirés par les aimants ou les électroaimants, exactement comme un morceau de fer. Dans certains cas, et si le champ magnétique est suffisant, ils se hérissent de pointes dont la topologie varie selon les paramètres du champ. Ces points sont peu rigides

puisqu'elles se déforment si on les touche : La force exercée par le doigt l'emporte sur la cohésion du fluide. Ils ont des applications dans des domaines extrêmes variés.

Les Ferro Fluides sont le plus fréquemment composés de nanoparticules de magnétite ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ) ou de maghémite ( $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ ), qui sont tous deux des oxydes de fer.



*Figure I.9 : Les Ferro-Fluides. [30].*

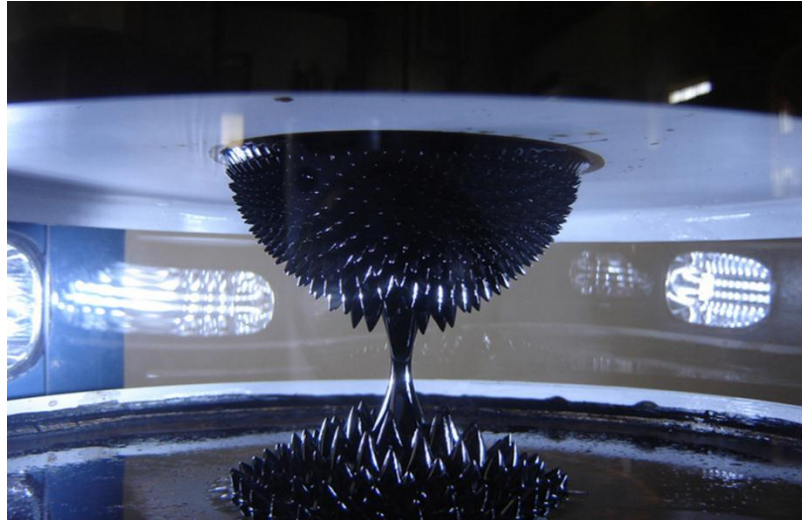
Les Ferro fluides sont apparus dans la deuxième moitié du XX siècle. Ils n'existent pas à l'état naturel, il a donc fallu les synthétiser.

La première approche des fluides magnétiques (ou Ferro fluides) a été réalisée par Wilson [30]. En 1779 qui a préparé un fluide constitué de fines particules de fer dans de l'eau.

Cependant, on ne peut parler d'une réelle synthèse de Ferro fluide qu'à partir de 1963. C'est Stephen Papello [31] qui a effectué cette synthèse en mélangeant de la poudre de magnétite à du Kérosène (essence) en présence d'acide oléique (tensioactif). Il a ensuite, dans le but d'obtenir des nanoparticules, broyé pendant 10 mois le liquide, L'objectif était de fabriquer un liquide de propulsion pour fusées en absence de gravité. Pour la première fois, un Ferro Fluide stable était créé.



Les travaux de Rosenzweig amenèrent à une amélioration du procédé, permettant l'obtention d'un Ferro fluide plus concentré et magnétique. Il en découla une production industrielle et une commercialisation des Ferro fluides, dans un premier temps essentiellement par l'entreprise Ferro fluide. Depuis, la recherche scientifique apporte quotidiennement des avancées dans la synthèse des Ferro fluide. [32].



*Figure I.10. Un Ferro fluide sur un point aimanté. [33].*

#### **I.4.1. Les types des Ferro fluides :**

- **Les Ferromagnétismes** : la propriété qu'ont certains Fluides de s'aimanter très fortement sous l'effet d'un Champ Magnétique extérieur, et pour certains de grande aimantation importante même après la disparition du champ extérieur. Cette propriété résulte du couplage collectif des spins entre centres métalliques d'un matériau ou d'un complexe de métaux de transition, les moments de tous les spins étant orientés de la même façon au sein d'un même domaine de Weiss. [30].
- **Les Ferrimagnétismes** : Dans un Fluide Ferrimagnétique, les moments magnétiques sont antiparallèles mais d'amplitude différente. Il en résulte aimantation spontanée du matériau [30]. Il se distingue donc à la fois de l'antiferromagnétisme. Pour lequel l'aimantation spontanée résulte au niveau microscopique d'un arrangement parallèle des moments magnétiques. Le nom de cette propriété est tiré de celle des ferrites.

#### **I.4.2. Composition :**

Deux constituants entrent dans la composition d'un Ferro Fluide : des particules magnétiques solides et un liquide porteur dans elles baignent.

#### I.4.2.1. Les particules solides :

Les Oxydes Magnétiques, principalement des particules de magnétite ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ), ferrite ( $\text{MFe}_2\text{O}_4$  ou M cation divalent :  $\text{M}=\text{Ni}^{\text{II}}$ ,  $\text{Co}^{\text{II}}$ ,  $\text{Zn}^{\text{II}}$ ,  $\text{Ba}^{\text{II}}$ ...) ou de maghémite ( $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ ) constituent une grande proportion des particules utilisées dans les Ferro fluide. Pour les obtenir, on procède soit à un broyage, soit à une alcalinisation d'un mélange aqueux. [27].

Les particules peuvent être aussi de type métallique (c'est-à-dire constituées par un métal au degré d'oxydation 0). Par exemple le nickel, le cobalt, le fer, etc., L'avantage de ces particules est leur forte aimantation, Toute fois, leur rapide oxydation entraîne la diminution ou la perte de cette aimantation.

#### I.4.2.2. Le Liquide porteur : On en distingue deux types :

- Les solvants organiques : essentiellement utilisés dans les applications commerciales, ils doivent avoir une grande stabilité à la température. Comme exemple, on peut citer : hydrocarbure aliphatique, diester carboxylique, huile de silicone, polyphéniléther....
- Les solvants polaires : principalement employés dans les applications médicales L'eau et les alcools sont les exemples essentiels.

Un autre exemple de liquide porteur est le mercure, qui est un fluide métallique présentant des conductivités thermiques et électriques élevées, Cependant le mercure est visqueux. [34].

#### I.4.3. Propriétés magnétiques :

Ferro fluide sur une plaque de verre soumis à un champ magnétique fort, entraînant la formation de pointes.

Les Ferro fluides possèdent de très fortes propriétés magnétiques :

- Lorsque le fluide magnétique n'est soumis à aucun champ magnétique, Les moments magnétique portés par les nanoparticules sont orientés aléatoirement L'aimantation totale du fluide est donc nulle.
- Lorsque le Ferro fluide est soumis à un champ magnétique, on observe une aimantation. Les moments des particules ont tendance à s'aligner avec le champ auquel elles sont soumises.

Les nanoparticules sont constituées d'un matériau qui peut être ferromagnétique ou ferrimagnétique mais elles ont un comportement global qui est habituellement super paramagnétique. La stabilité du Ferro fluide est facilitée par le super paramagnétisme. Puisque l'aimantation des nanoparticules change spontanément de sens avec l'agitation thermique, réduisant ainsi les interactions magnétiques entre nanoparticules. L'aimantation

d'un Ferro fluide à saturation est égale, à la dilution près, à celle des matériaux qui le compose. [28].



*Figure I.11 : Les Ferro fluides. [30].*

## **I.5. Les types de paliers.**

### **I.5.1. Les paliers fluides :**

Les paliers fluides sont des paliers qui supportent leurs charges uniquement sur une mince couche de liquide ou de gaz.

Ils peuvent être classé en deux types :

- Roulements de dynamique des fluides.
- Roulement des paliers hydrostatiques

Les paliers fluides utilisent une mince couche de fluide liquide ou de gaz entre les faces d'appui, typiquement scellé autour ou dans l'arbre rotatif.

Les Paliers fluides peuvent être relativement pas chers par rapport à d'autres paliers avec une cote de charge similaire, Le palier peut être aussi simple que deux surfaces lisses avec joints pour maintenir dans le fluide de travail. [35].

#### **. Inconvénients :**

- ✓ La consommation globale d'énergie est généralement plus élevée par rapport à des roulements à billes.
- ✓ La consommation électrique et la rigidité ou d'amortissement varient considérablement avec la température, ce qui complique la conception et le fonctionnement d'un palier fluide dans des situations de large plage de températures.
- ✓ Paliers fluides peuvent catastrophiquement saisi dans des situations de choc.
- ✓ Fuite de liquide, en gardant fluide dans le palier peut être un défi.
- ✓ Paliers fluides à l'huile ne sont pas pratiques dans des environnements où une fuite d'huile peut être destructrice ou lorsque l'entretien n'est pas économique.
- ✓ Roulement « fluide » tampons doivent souvent être utilisé par paire ou par triplets pour éviter le palier de basculement et la perte de fluide d'un côté.

- ✓ Contrairement à roulements mécanique sans graisse, paliers fluides ne peuvent pas fonctionner à des températures extrêmement basses nécessaires pour certaine application scientifique de recherche spécialisés. [36].

### I.5.2. Les paliers à roulements :

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 croit lors que le diamètre du rotor et la charge diminue.

### I.5.3. Les paliers hydrodynamiques :

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés dans l'industrie. On les rencontre dans les moteurs à combustion interne, les compresseurs et les turbines. Cependant, l'emploi de paliers hydrodynamiques résulte en des seuils de vitesses supercritiques au-delà desquelles ils rendent le système instable ; ce qui découle des termes de couplage de la rigidité du film d'huile.

### I.5.4. Les paliers hydrostatiques :

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



*Figure I.12 : paliers hydrostatiques. [23]*

### I.5.4.1. Les avantages et les inconvénients :

#### ➤ Les Avantages :

Dans un support hydrostatique, Les surfaces des éléments portés et portants sont totalement séparées par un film, même lorsqu'il n'y a pas de vitesse relative entre les surfaces, la seule résistance au mouvement est due à la viscosité du lubrifiant.

Les systèmes hydrostatiques particulièrement ceux qui fonctionnent avec des liquides dont la viscosité est importante possèdent de nombreux avantages :

- Les deux surfaces sont toujours séparées par un film fluide même lorsqu'elles sont immobiles, ce qui théoriquement rend l'usure nulle et assure aussi une très grande durée de vie. Le phénomène de frottement saccadé (stick-slip) au démarrage et à faible vitesse est supprimé.
- La pression est distribuée sur une grande surface, il n'y a pas de concentration de pression.
- Une très grande raideur permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes.
- Les problèmes thermiques sont très souvent secondaires car, on est en présence d'un écoulement forcé à débit important, et ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée.

Du fait de l'environnement important que nécessite un dispositif hydrostatique, du coût de sa réalisation et de l'absence de standardisation, on a recours à un système hydrostatique lorsqu'un roulement ou un palier hydrodynamique ne permet pas un fonctionnement correct.

Les avantages énumérés précédemment montrent que le domaine d'utilisation des butées et 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 machines-outils** de précision et les machines de contrôle, où une grande précision de centrage et une grande rigidité sont nécessaires.
- **Les turbopompes**, utilisées pour véhiculer des fluides cryogéniques à très basse température et animées de grandes vitesses de rotation, Les dispositifs de

mesure sur les machines d'essai, Qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesurer précisément les efforts.

➤ **Inconvénients.** Les inconvénients majeurs des paliers hydrostatiques sont :

- Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc. ;
- La fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

#### **I.5.4.2. Les caractéristiques :**

Le choix d'un palier hydrostatique se fait à partir de ses caractéristiques statiques et dynamiques. La caractérisation du comportement dynamique des lignes d'arbres nécessite la prise en compte des effets des éléments supports.

Les paliers sont essentiellement chargés de supporter les charges radiales statiques et dynamiques exerçant sur l'arbre. Ces éléments ont bien évidemment un rôle qui peut être prépondérant sur la dynamique de l'ensemble (notamment sur le mode de corps solides).

- Les recherches scientifiques imposent des conditions de fonctionnement de palier hydrostatique : les puissances, les vitesses de rotation, les charges statiques et les charges dynamiques, ainsi, le comportement de ligne d'arbre doit être considéré avec de deux modèles, linéaire, pour laquelle le palier se comporte comme des amortisseurs et des ressorts, s'avère insuffisante lorsque les charges dynamiques deviennent trop importantes et l'étude non linéaire qui prend en compte le comportement complexe du palier. Le champ de pression dans le film lubrifiant est obtenu à l'aide de la méthode des différences fines par intégration de l'équation de Reynolds ou l'équation des films minces visqueux.

- Cette équation est obtenue à partir des équations de la mécanique des milieux continus et les lois de comportement des fluides Newtoniens. [37].

Il existe plusieurs configurations des butées (supports), parmi lesquelles on distingue les configurations à support cylindrique et à support plat.

- La configuration à support cylindrique est moins coûteuse mais exige un mécanisme anti-rotation pour éviter la rotation du palier. Elle est similaire au film amortisseur cylindrique (Squeeze film dampers SFD) non hydrostatique conventionnel dans le cas où il n'y a pas de ressort de centrage.

- La configuration à support plat dont l'anti-rotation est inhérente peut être conçue pour que le moment de torsion du palier ne crée pas problème de lignage pas significativement le film fluide [20].

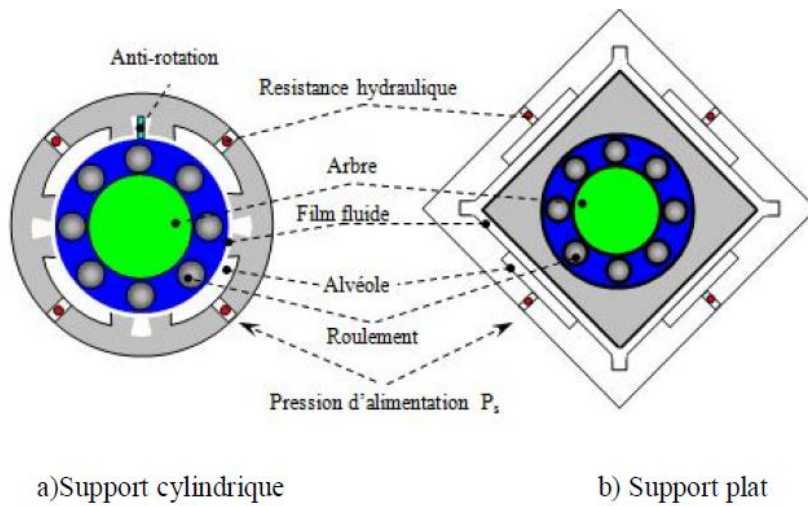


Figure I.13 : Configuration des paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques. [20].

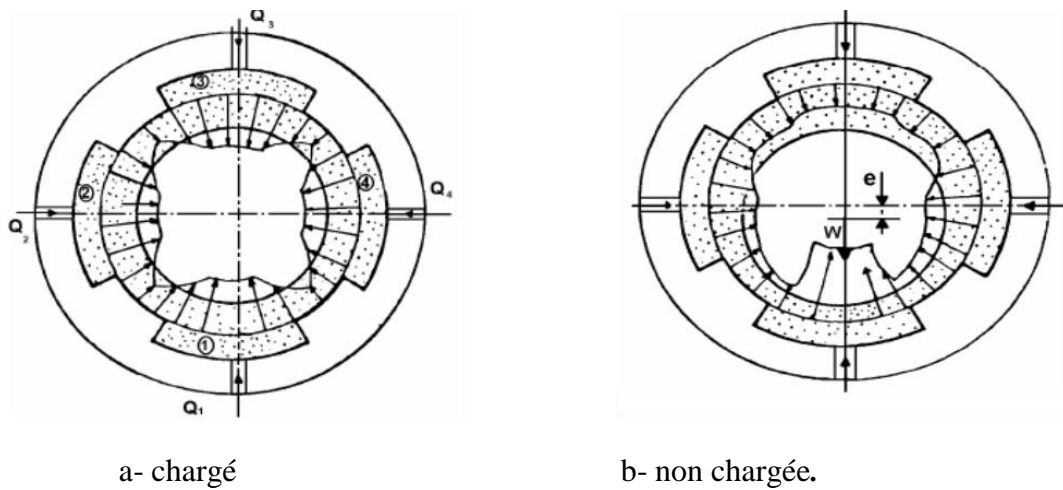
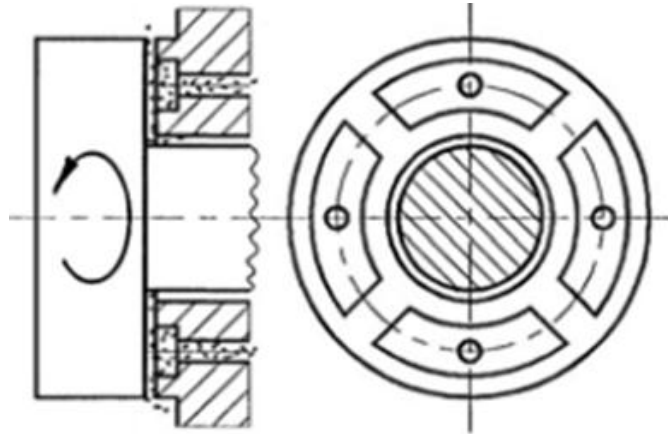


Figure I.14 : Distribution de pression dans un palier hydrostatique à quatre alvéoles [20].

Dans le cas d'un palier non chargé, l'arbre est centré et la distribution de pression radiale est symétrique. Pour un palier chargé, l'arbre se déplace radialement dans la direction de la charge et la pression augmente sous la charge et diminue au-dessus.

## I.6. Les butées hydrostatiques :

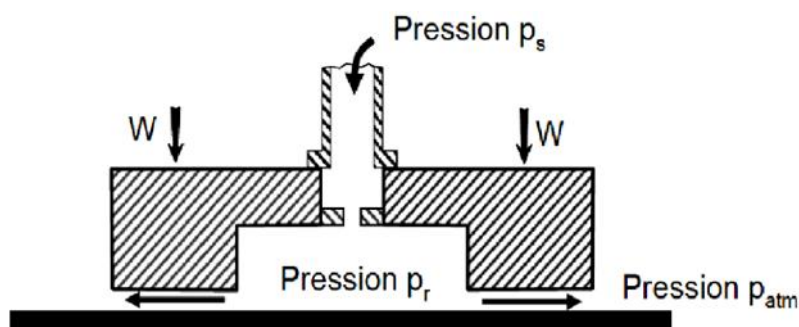
**I.6.1. Définition.** La butée hydrostatique est un organe de machine supportant une charge axiale en rotation grâce à un fluide, sous pression séparent les deux parties solides, un appui généralement fixe et d'un pivot, animées de vitesses circonférentielles différentes. Cette séparation peut avoir lieu au repos en rotation.



*Figure I.15 : Butée hydrostatique [38].*

### I.2.6.2. Principe d'une butée hydrostatique :

Un palier hydrostatique présente l'inconvénient de ne fonctionner en état de frottement fluide que lorsque la vitesse est suffisamment élevée. Afin de créer le film fluide déjà à l'arrêt, on injecte le lubrifiant sous pression à l'aide d'une pompe dans des poches, L'espace de fuite se régle automatiquement en fonction de la pression et de la charge appliquée. Il est nécessaire de prévoir des restrictions dans les tuyaux d'amenée du fluide aux poches afin de stabiliser la position de la pièce mobile. [24]



*Figure I.16. Schéma de principe d'une butée hydrostatique. [24].*



# *Chapitre II*

*Étude Statique Et Dynamique D'une  
Butée Hydrostatique à simple effet  
Lubrifiée Par Un Ferro Fluide*

## II.1.Introduction :

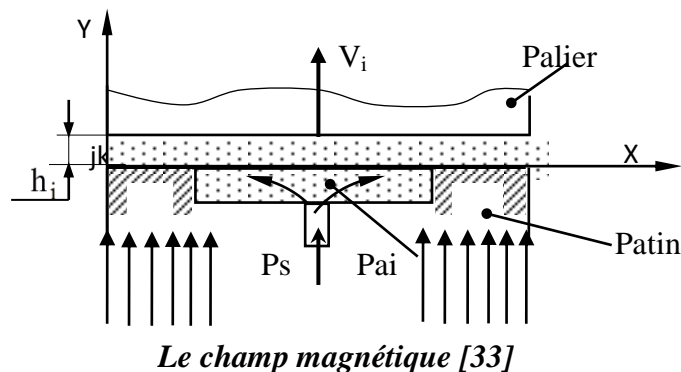
L'objet de ce chapitre est de présenter la méthode du calcul, permettant d'obtenir à partir du champ de pression dans le film lubrifiant, les caractéristiques statiques de la butée hydrostatique à simple effet telles que les forces engendrées par le film et les débits du lubrifiant ainsi que les caractéristiques 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 :



**Figure II.1:** Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique.

- Sur la figure II.1 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:  $h_0$  représente l'épaisseur du film en position centrée.

- Butée hydrostatique à simple effet:

$$h = h_0 + e \quad (II.1)$$

$$V = \frac{dh_1}{dt} = V_i \quad (II.2)$$

Ce que nous allons appliquer pour le calcul des caractéristiques du butée à simple effet 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 :

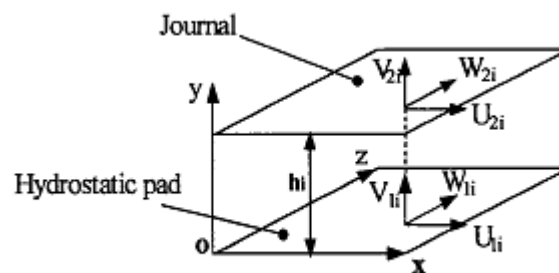
L'équation de Reynolds permet de connaître la répartition de pression  $P(X, Z)$ . Cette équation est résolue selon différentes méthodes numériques comme celle de la méthode des différences finies centrées qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration ou analytique représenté dans le cas d'hypothèse 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.2 :** Système d'axe [20].

$U_{1i}$  ;  $V_{1i}$  et  $W_{1i}$  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:

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

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

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\mu_{FR} V_i \quad \lambda \neq 1 \quad (II.4)$$

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

$\rho$  : 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.

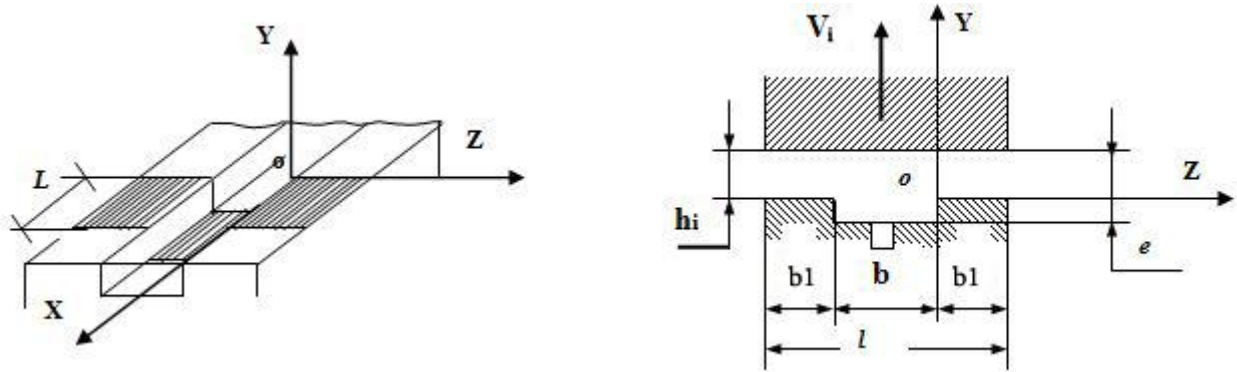


Figure II.3: Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue [18]

### 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 :

$$W_{pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (II.5)$$

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

$$W_{pi} = P_{ai}L(b_1 + b) - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.6)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivant:

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.7)$$

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  $\dot{h}_l = 0$

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

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (II.8)$$

#### 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:

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu_{ER}} \frac{\partial P_i}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (II.9)$$

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

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

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6\mu_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \mu_{ER}} \quad (II.10)$$

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

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( P_{ai} [1 - \lambda] - \frac{6\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{FR}} K_Q \quad (II. 11)$$

Ou bien :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( \beta_i P_s - [1 - \lambda] \frac{6\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{ER}} K_Q \quad (II. 12)$$

### 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 :

$$Q_{vol i} = \frac{dv_i}{dt} \quad (II. 13)$$

Avec:

$$v_i = S \times e_i$$

$$e_i = h_i + e_a$$

Où :

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

$S$ : Surface de l'alvéole

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

$e_a$ : Profondeur de l'alvéole

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

Ainsi:

$$Q_{vol i} = S \frac{dh_i}{dt} \quad (II. 14)$$

### 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 :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{fR} L_c} (P_s - P_{ai}) \quad (\text{II-15})$$

Avec:

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

$P_s$ : La pression d'alimentation.

$d_c L_c$ : Caractéristiques géométriques du capillaire.

$\mu_{fR}$ : Viscosité dynamique.

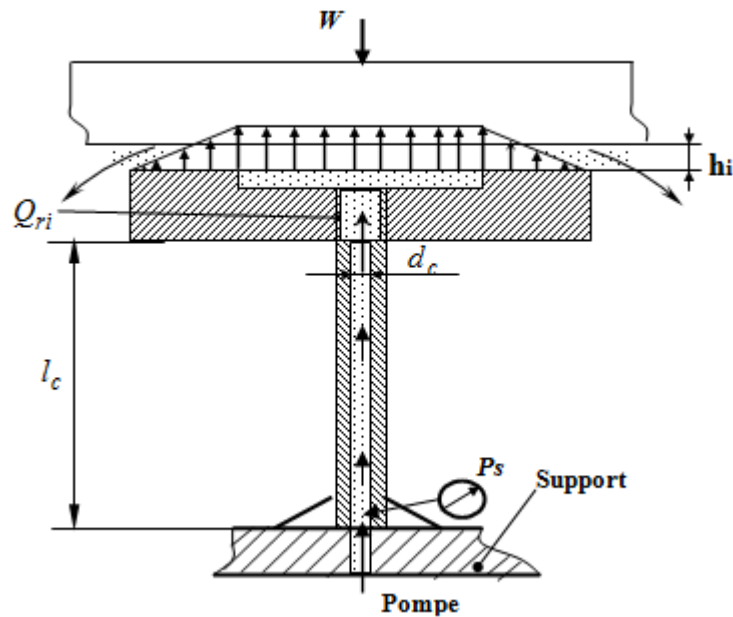


Figure II.4: Résistance hydraulique de type capillaire. [21].

### 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 :

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{vol i} \quad (\text{II.16})$$

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.

$Q_{voli}$ : 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:

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{voli} \quad (II.17)$$

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

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{[1 - \lambda] \mu_{FR}} \quad (II.18)$$

Où :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad (II.19)$$

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:

$$\frac{K_c}{\mu_{FR}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu_{FR}} K_Q + S_1 \dot{h}_i \quad (II.20)$$

Donc:

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q - S_1) [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR} \dot{h}_i}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad (II.21)$$

### Cas particulier

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

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

$$P_{ai} = P_s / \left( 1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right) \quad (II.22)$$



Donc:

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3\right)} \quad (II.23)$$

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)

$$h_0 = \left[ \frac{K_c}{K_Q} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (II.24)$$

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.

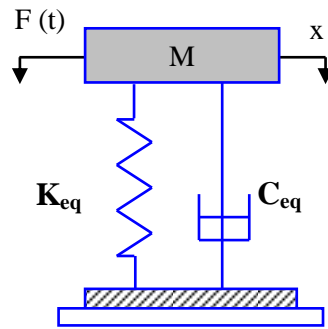
Ces forces étant des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre. L'analyse exacte d'un système grain mobile - butées est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du grain mobile et de l'équation relative au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



**Figure II.5 :** Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet. [22].

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 :

$$K_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_i} \quad (II. 25)$$

Avec :

$$dW_{pi} = P_{ai} S K_w \quad (II. 26)$$

Où :

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

Donc:

$$K_{pi} = \frac{3 S K_w P_s}{h_i} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (II.27)$$

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.

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{d\dot{h}_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{d\dot{h}_i} \quad (II.28)$$

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:

$$C_{pi} = -L(b + b_1) \frac{(6 b_1^2 - S_1) [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR}}{K_C}}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h_i^3\right)} + 2 L b [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR} b^2}{h_i^3} \quad (II.29)$$

### 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 :

$$M = \frac{W_i}{9.81} \quad (II.30)$$

$$\xi = \frac{C_{p_i}}{2\sqrt{K_{p_i} \cdot M}} \quad (II.31)$$

# Chapitre III

## Résultats et interprétations

**III-1. Introduction :**

-Dans ce chapitre nous allons présenter une étude statique et dynamique d'une butée hydrostatique à simple effet contrôlée par une résistance hydraulique de type capillaire alimentée 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 la 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>
$L_c = 0.058m$	$d_c = 0.002 m$

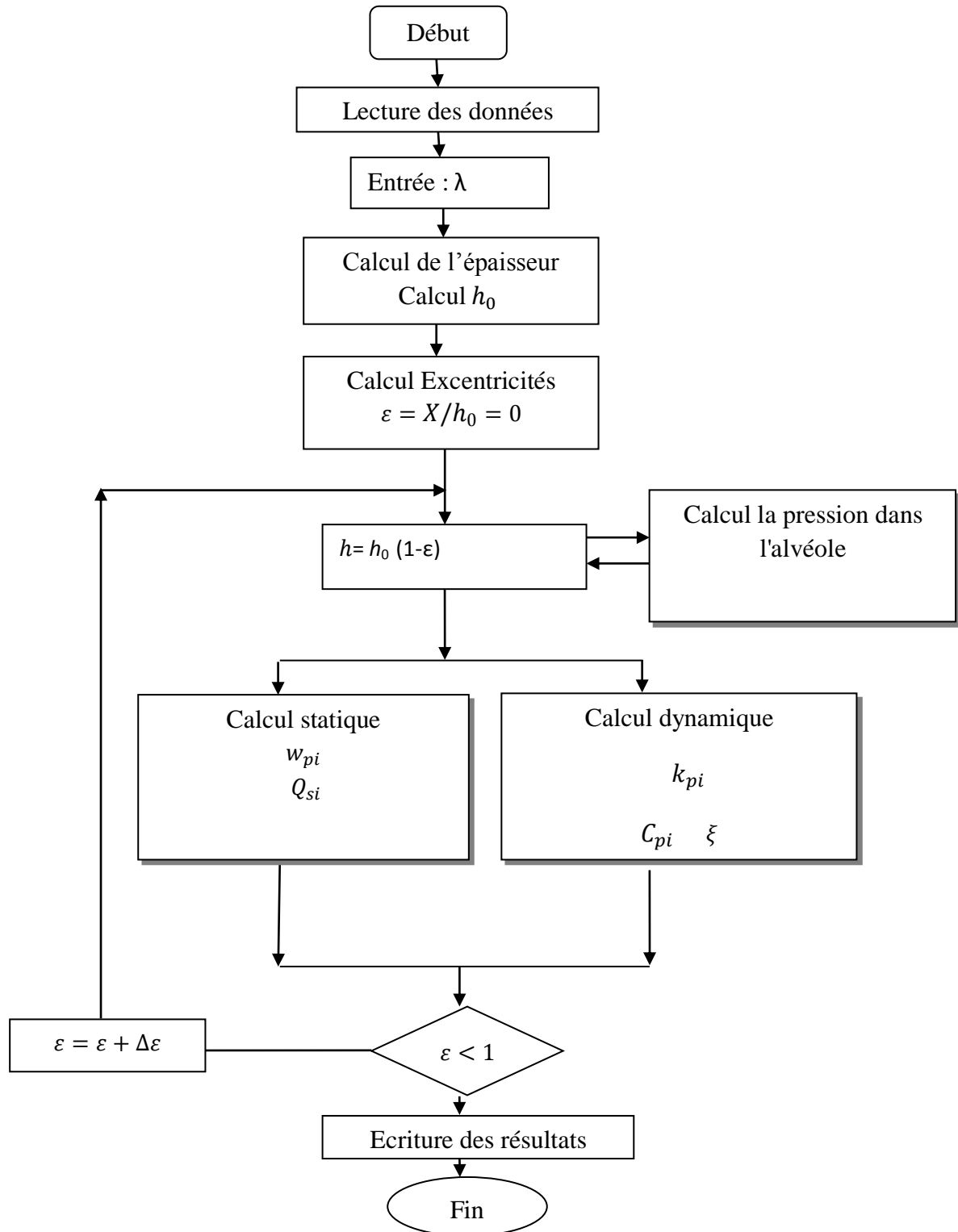
**La pression d'alimentation:**  $P_s = 2Bar$

**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.



*Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de l'excentricité relative pour différentes valeurs de λ*

### 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.

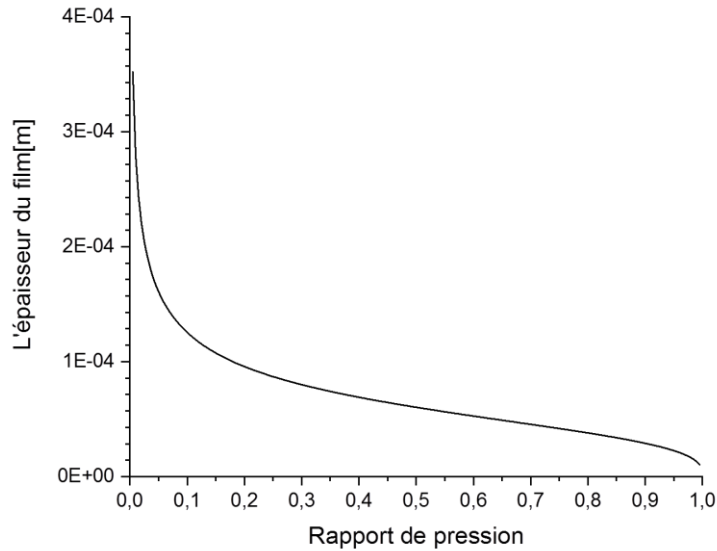


Figure . III.1. Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.

**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  $V = 0\text{ m/s}$  et pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins  $\lambda$ . Le rapport de pression augmente avec l'excentricité relative. Cette augmentation de la pression de l'alvéole est due à l'écrasement de film.

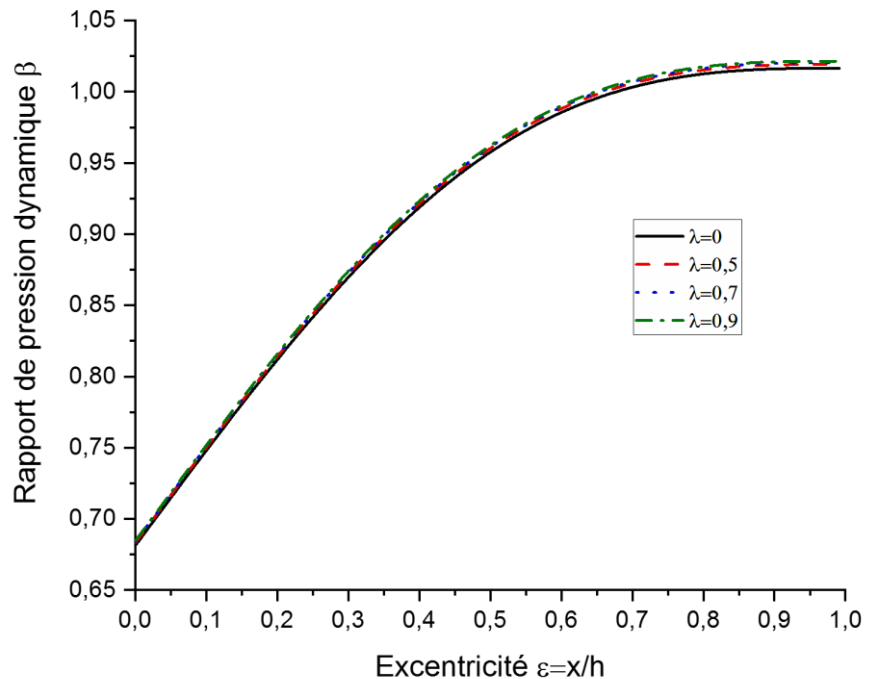


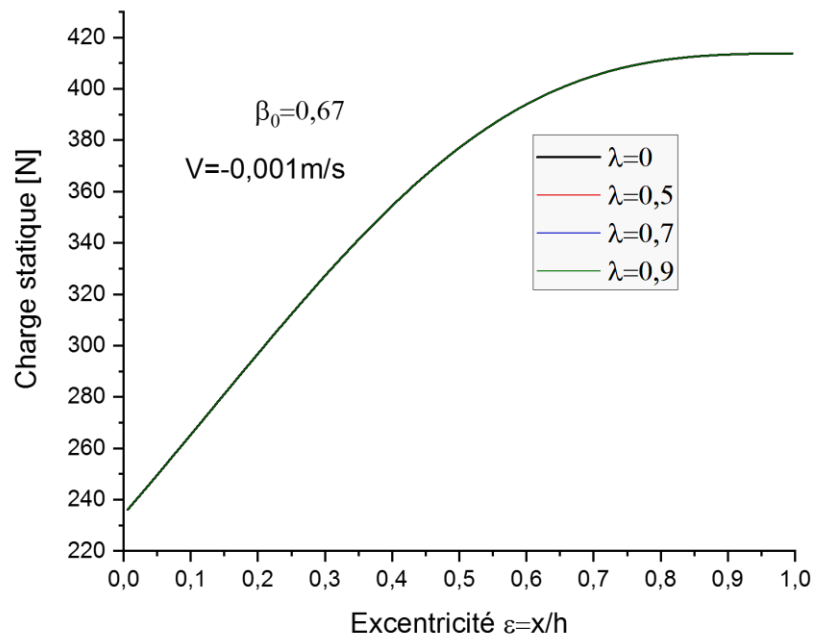
Figure III.2. Variation du rapport de pression  $\beta$  en fonction de l'excentricité

### 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.

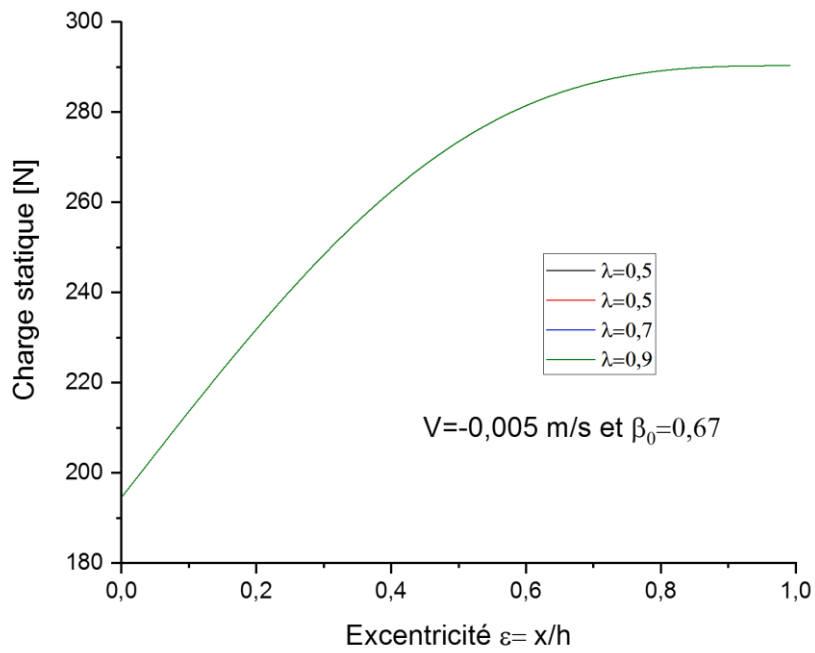
##### III.3.3.1.1. Influence sur la charge statique et dynamique.

Les figures (III.4a et III.4b) 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 une hauteur de film  $h_0$  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.4b 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. 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.

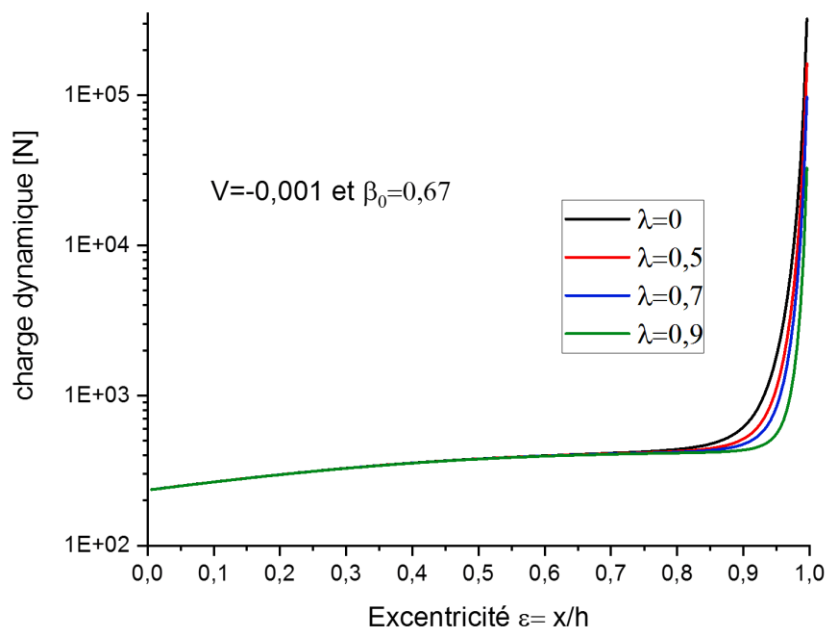


**Figure III.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique  $V=-0.001\text{m/s}$

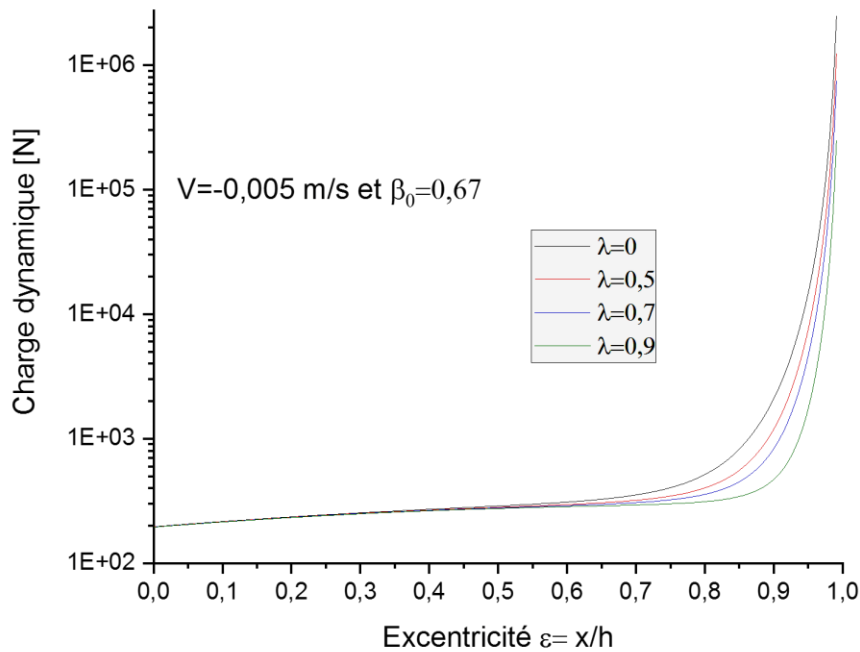




**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge statique  $V=-0.005\text{m/s}$



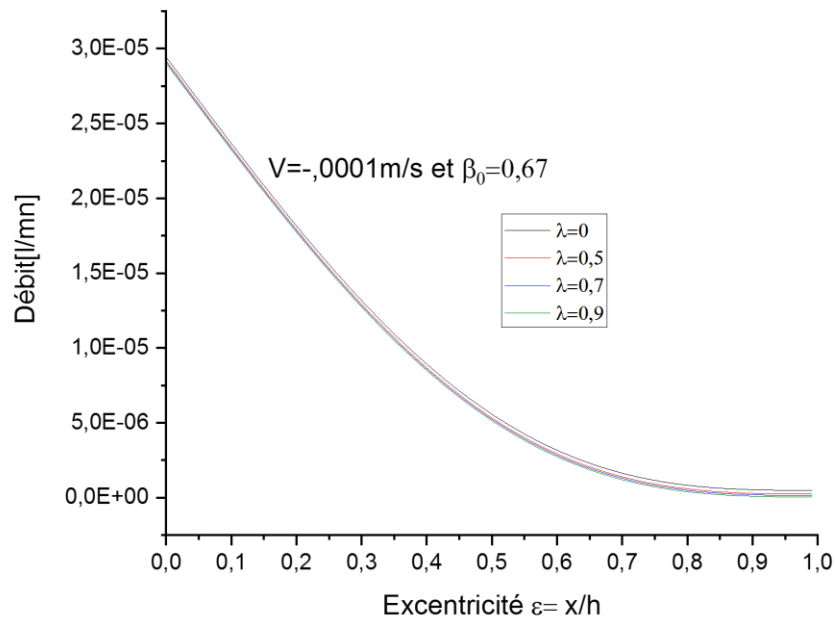
**Figure III.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V=-0.001\text{m/s}$



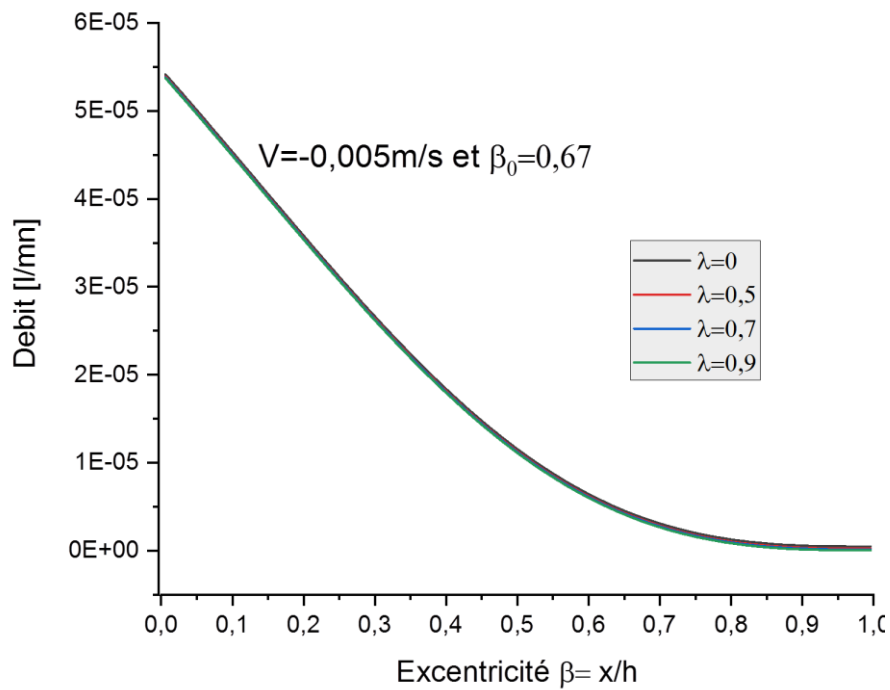
**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique  $V = -0.005 \text{ m/s}$

### 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 sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec une hauteur de film  $h_0$  uniforme en utilisant le modèle Jenkins et pour un rapport de pression égal à 0,67 . Ces figures montre que l'augmentation du paramètre du matériau de 0 à 0,9 influe légèrement sur le débit en raison de la diminution de la pression magnétique évidemment. 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.3a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=-0.001\text{m/s}$

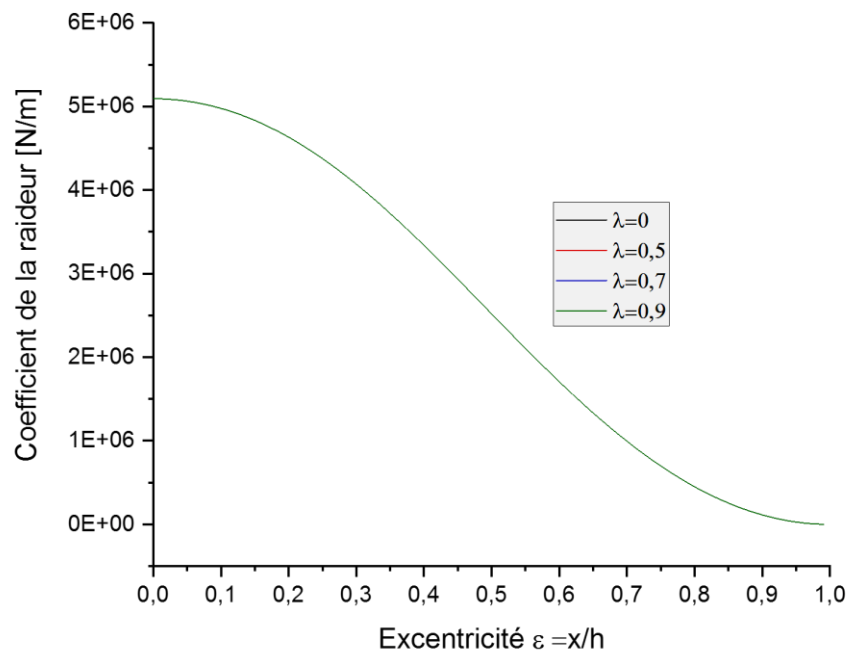


**Figure III.3b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit  $V=-0.005\text{m/s}$

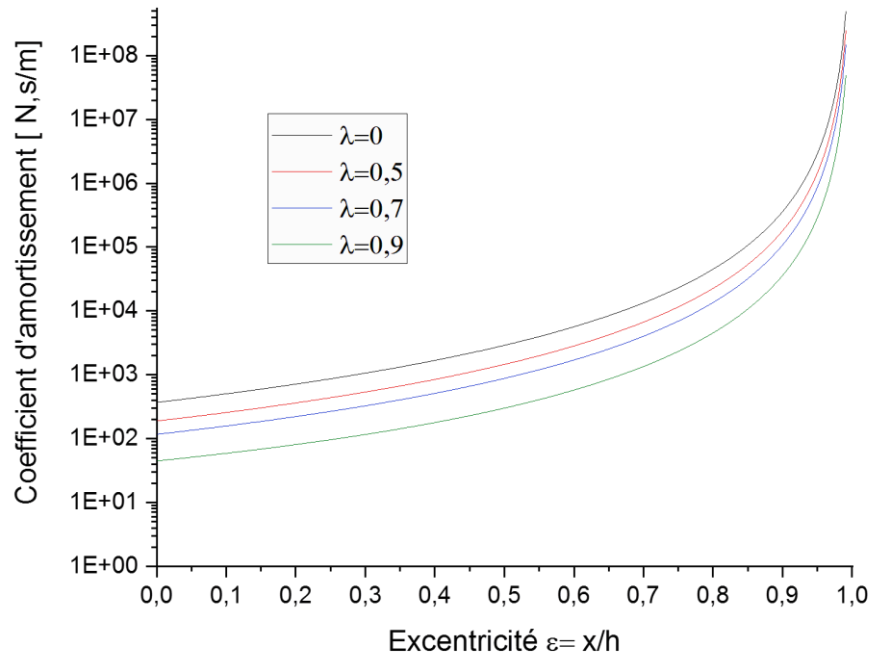
### III.3.3.2. Influence du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les caractéristiques dynamiques.

#### 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  $h_0$  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. Il faut noter que le coefficient d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité.



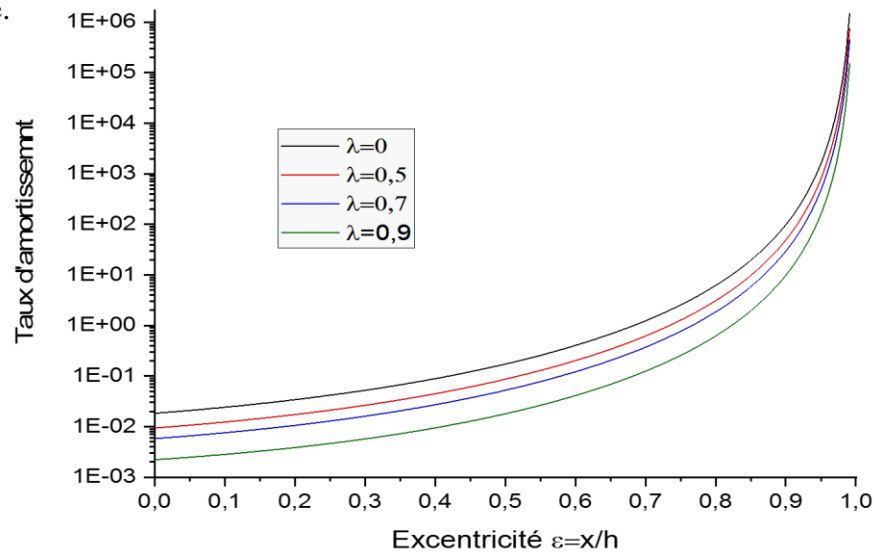
**Figure III.4.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.



**Figure III.5.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur.

**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. Cependant le taux d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité.



**Figure III.6.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement.

# Conclusion Générale

## *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'une butée hydrostatique à simple effets lubrifiée 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 0.8, la capacité de charge diminue avec une augmentation du paramètre de matériau en raison de la diminution de la pression magnétique ;
- Evidement une augmentation du paramètre de matériau augmente le débit en raison de la diminution de la pression magnétique.
- Le coefficient d'amortissement diminue 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 ;

La connaissance de ces coefficients permet aux spécialistes de la dynamique des rotors de modéliser linéairement le comportement du palier pour la recherche des instabilités, des vitesses critiques et des réponses de ligne d'arbre.

En perspective, ces résultats analytiques peuvent servir pour une comparaison avec les résultats de l'étude numérique des butées hydrostatiques à simple effet lubrifiés par un ferro fluide.

# Références bibliographiques



## Références bibliographiques

- [1] **Grand dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse (Palier), Tome 12, pp 63, 1865. (D'après Bouzidane.A, (2007). Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).**
- [2] **Chaomleffel J.P., " Influence des forces d'inertie en lubrification hybride", Thèse docteur ingénieur., INSA. Lyon, décembre 1983.**
- [3] **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.**
- [4] **San Andres L., " Effects of fluid compressibility on the dynamic response of hydrostatic journal bearings with journal rotation", Wear, 146, 1991, pp. 269-283.**
- [5] **Ghosh B., "An exact analysis of hydrostatic journal bearing with a large circumferential sill", Wear, vol. 21, 1972, pp. 367-375.**
- [6] **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.**
- [7] **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.**
- [8] **San Andres L., " Effects of fluid compressibility on the dynamic response of hydrostatic journal bearings with journal rotation", Wear, 146, 1991, pp. 269-283.**
- [9] **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.**
- [10] **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.**
- [11] **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.**
- [12] **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.**
- [13] **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.**

- [14] **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.
- [15] **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.
- [16] **Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.**, "Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.
- [17] **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.
- [18] **Bouزيدane .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
- [19] **Bouزيدane 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.
- [20] **Bouزيدane A.** " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [21] **Asma ABED** " Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents", Université Ibn Khaldoun Tiaret. 2017
- [22] **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
- [23] **Nicolas (1995).** Mécanique/Fonction et composants mécaniques, Ed. Technique Ingénieur
- [24] **R. Guilbault.** « Cours de Tribologie ». École de technologie supérieure. Université de Québec
- [25] **Jean-Numa Foule, Frédéric Ayela, Olivier Tillement.** Les fluides électro-rheologique. 17eme Congres Français de Mécanique, communication, Aug2005, Troyes, France. N S6 325,6 p, 2005.
- [26] Scientific report, Electro-Rheological Fluid and Magneto-Rheological Suspensions, In The proceeding of the 12th International Conference, Held in Philadelphia, USA, August 16-20-2010, Published in 2011 by R, Tao, World Scientific publishing Co.

- [27] **Foule, J-N, Ayela F, Tillement, O, et Chevalier, J, (2006)**, «Nano-fluides électrorhéologique : élaboration et caractérisations» France.
- [28] **Foule, J-N, Ayela F, Tillement O, Guegan Q et Chevalier J**, Nano-Fluides électrorhéologique, 17<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique ; Communication, France, Septembre 2005.
- [29] **TianHao**, «Electro-rheological suspension». *Advances in Colloid and Interface Science* 97 (2002).1-35.
- [30] **E.P.Wolhfrab**. *Ferromagnetic Materials* 1982. North Holland Publishing Co, Amsterdam.
- [31] **S.Papello**, Low viscosity magnetic fluid obtained by the colloidal suspension of magnetic particles brevet US3.215.572.1963.
- [32] **Julien BROWAEYS**. Les ferro fluides : on des de surface, résistance de vague et simulation de la convection dans le manteau terrestre. *Physique des liquides*. Université de Paris 7, 2000, 145
- [33] **Guegan, Q, Foule, J-N, Tillement, O, Ayela, F, & Chevalier, J, (2007)** : De nouvelles perspectives pour les fluides électrorhéologiques : l'effet ER géant.
- [34] **Boissy C, Atten P et Foule J-N (1995)**. « On an négative électrorhéologique effect » *Journal Of Electrostatiques* 35 13-20.
- [35] **Il'Ina T.E, Prodan N.V. (2005)**. "Element design for an inkjet system of hydrostatic gas bearing control" *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics* 15(5): 921-929. Lines feed character in «Journal» At position 33.
- [36] **Ghosal, Arindam**. A Review of Fluid Film Bearing Bangladesh Society of Mechanical Engineers, 2010, Retrieved 2013-07-11.
- [37] **Benziane M, Bonneau O, Zahloul H (2005)**, Etude linéaire et non linéaire d'un palier hydrostatique, 17<sup>ème</sup> Congrès français de Mécanique, communication, France, septembre.
- [38] **Spinnler, G. (1998)**. Conception des machines, principes et applications : Volume 3, Dimensionnement (Vol.3). pour presses polytechniques.

## Résumé

**Abstract:** The aim of this research is to study the characteristics of a one-pad hydrostatic squeeze film dampers fed with a ferrofluid. Ferrofluids are stable suspensions of colloidal magnetic particles of the order of nanometer in suitable non-magnetic carrier liquids. 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 one-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with ferrofluid and the results are analysed and discussed.

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

**Résumé:** Le but de cette recherche est d'étudier les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effets lubrifiée par un ferrofluide. Les ferrofluides sont des suspensions stables de particules colloïdales magnétiques de l'ordre du nanomètre dans un liquide de support non magnétiques appropriés. 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'une butée hydrostatique à simple effets lubrifiée par un ferrofluide et les résultats sont analysés et discutés.

**Mots-clés:** ferrofluide, modèle Jenkins, palier hydrostatique, le film Squeeze amortisseur, matériau intelligent, de paliers hydrostatiques, statiques et caractéristiques dynamiques.

**ملخص:** الهدف من هذا البحث هو دراسة الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل دفع هيدروستاتيكي أحادي التأثير مشحم بواسطة مائع ممغنط. السوائل الممغنطة هي معلقات ثابتة للجسيمات المغناطيسية الغروية بترتيب نانومتر واحد في سائل حامل غير مغناطيسي مناسب. في هذا العمل تم إجراء دراسة تحليلية باستخدام نموذج جنكينز للتحقق من تأثير معامل مادة الموائع الحديدي ونسبة الانحراف وسرعة التكسير على الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل الدفع الهيدروستاتيكي. تأثيرات مفردة مشحمة بالسائل الممغنط وقد تم تحليل النتائج ومناقشتها.