

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 GENIE MECANIQUE

THÈSE

Pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Modélisation des matériaux et des structures

Préparé par : BENADDA Mohamed

THÈME

Conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électrorhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors.

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Qualité	Lieu d'exercice
HASSAINE DAOUADJI Tahar	Professeur	Président	UIK Tiaret
BOUZIDANE Ahmed	Professeur	Directeur de thèse	UIK Tiaret
HAMMOU Abdelkader Djilali	Professeur	Examineur	UAT Laghouat
ZAHLOUL Hamou	Professeur	Examineur	UHB Chlef
SAD CHEMLOUL <i>Nor-Eddin</i>	MC/A	Examineur	UIK Tiaret

Remerciements

Je remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce travail.

Je remercie chaleureusement mon directeur de recherche, Professeur BOUZIDANE Ahmed, de m'avoir accompagné depuis mon Master, pour sa disponibilité, son attention à mon travail, ses conseils précieux, pertinents et ses encouragements ont été pour moi d'une grande importance dans le développement et dans la bonne réussite de cette recherche. Ses qualités scientifiques et humaines m'ont été d'une grande utilité pour mener à terme ce travail. Je lui adresse toute ma gratitude et ma profonde reconnaissance.

Je suis très sensible à l'honneur que me font, Professeur HASSAINE DAOUADJI Tahar, du département de Génie Civil de l'université de Tiaret d'avoir accepté de présider le jury, Professeur ZAHLOUL Hamou du département de Génie Mécanique de l'université de Chlef, Docteur HAMMOU Abdelkader Djilali de l'université de Laghouat, Docteur SAD CHEMLOUL Nor-Eddin du département de génie mécanique de l'université de Tiaret

Toute ma gratitude s'adresse également aux enseignants et au personnel administratif du département de Génie Mécanique de l'université Ibn Khaldoun de Tiaret, où j'ai fait mes études de Licence, Master et doctorat, pour leurs conseils et encouragements.

Je prends aussi un réel plaisir à remercier chaleureusement mes amis, Oussama, Hichem, Aboubakeur, Benheni, Sbaa, Mahdjour, Amina, Asma, Souad et Sara, qui m'ont beaucoup encouragée et soutenue pendant ces années. Je leur souhaite beaucoup de succès dans leurs études doctorales et dans leur future carrière.

Ces remerciements seraient incomplets s'ils ne s'adressent pas aussi à mes amis, Abdelkader, Ali, Ali, Abed, Hassni, Abdelwahab et Yassin qui ont été, malgré la distance, un grand soutien pour moi, je les considère comme une deuxième famille pour moi et je suis fière de les avoir connus.

Je tiens également à remercier particulièrement mes anciens collègues et amis de travail « Sarl Hyundai Manufactory Company » pour leurs soutiens inconditionnel et leurs encouragements.

Enfin, ma reconnaissance va à ceux qui ont plus particulièrement assuré le soutien affectif dans cette recherche : ma famille, surtout ma mère et mon père, qui par leurs présences et leurs encouragements étaient pour moi les piliers fondateurs de ce que je suis et ce que je fais, je tiens à remercier également mon cher frère Khaled, sa femme et mes chères sœurs Fatima et Fadhila qui était toujours à mes côtés, et qui m'ont accompagné durant mon chemin d'études supérieures

BENADDA Mohamed

NOMENCLATURE

A	Longueur du patin [m]
A/B	Rapport de dimensions du patin
$a/A = b/B$	Rapport de dimensions de l'alvéole
a_v	Largeur de la valve électrorhéologique [m]
B	Largeur du patin [m]
C_{pi}	Coefficient d'amortissement relatif à chaque patin [N.s/m]
C_p	Coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
E	Champ électrique (kV/mm)
e_x, e_y	Excentricités suivant x et y respectivement
F_{pi}	Force hydrostatique relative à chaque patin [N]
F_x, F_y	Forces hydrostatiques suivant x et y respectivement [N]
$[F_{imb}]$	Les forces de balourd
$[F_{nl}]$	Les forces non linéaires du palier hydrostatique.
$[G]$	Matrice gyroscopique
h_o	Épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
h_i	Épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
$[K]$	Matrice de rigidité globale,
K_{pi}	Coefficient de raideur relatif à chaque patin [N/m]
K_p	Coefficient de raideur équivalent [N/m]
l_v	Longueur de la valve électrorhéologique [m]
M	Masse du rotor [Kg]
$[M]$	Matrices de masse
P_i	Champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
P_{ri}	Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]

P_s	Pression d'alimentation [Pa]
Q_{ERVi}	Débit à travers la valve électrorhéologique relatif à chaque patin [m^3/s]
Q_{si}	Débit sortant de l'alvéole relative à chaque patin [m^3/s]
$Q_{xi} ; Q_{zi}$	Débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m^3/s]
Q_{vi}	Débit de la variation de volume pour chaque patin [m^3/s]
Q_T	Débit de lubrifiant total [m^3/s]
S_b	Surface du patin [m^2]
S_r	Surface de l'alvéole [m^2]
$u_{xi} ; u_{zi}$	Vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
W_{pi}	Charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
(x_i, z_i, y_i)	Système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
(x, y, z)	Système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor
z_s	Épaisseur du film de la valve électrorhéologique [m]
\dot{h}_i	Vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
β_0	Rapport de pression pour excentricité égale à zéro
ζ	Taux d'amortissement
μ_{ER0}	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif pour ($E=0$ kV/mm) [Pa.s]
μ_{ER}	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif [Pa.s]
$\ddot{\omega}$	L'accélération angulaire[rad/s^2]
$\dot{\omega}$	La vitesse angulaire [rad/s]
ω	Le déplacement angulaire[rad]
ω_n	Fréquence naturelle [rad/s]

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT

RÉSUMÉ

NOMENCLATURE

TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

INTRODUCTION.....1

CHAPITRE I : Revue bibliographique 3

I.1. Introduction 3

I.2. Dynamique des rotors..... 3

I.2.1. Classification des systèmes de rotor 5

I.2.2. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors 7

I.2.3. Contrôle de vibrations 7

I.3. Palier hydrostatique..... 9

I.3.1. Définition..... 9

I.3.2. Domaine d'application des paliers hydrostatiques..... 10

I.3.3. Avantages des paliers hydrostatiques 11

I.3.4. Inconvénients des paliers hydrostatiques 11

I.3.5. Lubrification hydrostatique 11

I.4. . Configurations géométriques des paliers hydrostatiques 15

I.5. Fluides électrorhéologiques..... 19

I.5.1. Définition des fluides électrorhéologiques 19

I.5.2. Constitution des fluides électrorhéologiques..... 19

I.5.3. Types des fluides électro-rhéologiques 21

I.5.4. Mécanisme des fluides ER positifs..... 21

I.5.5. Mécanismes des fluides ER négatifs 22

I.6. Etat de l'art sur les paliers hydrostatiques 25

I.7. Etat de l'art sur le contrôle semi-actif de vibrations des rotors..... 37

I.8. Objectif de travail.....	45
I.9. Conclusion.....	46
CHAPITRE II : Etude numérique d'un rotor rigide monté sur un palier a trois patins hydrostatiques alimente par des valves électrorhéologiques.....	47
II.1. Introduction.....	47
II.2. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents	48
II.2.1. Valve électrorhéologique	49
II.3. Calcul d'un palier hydrostatique	49
II.4. Modélisation d'un patin hydrostatique :	50
II.4.1. Equation de Reynolds.....	50
II.4.2. Conditions aux limites.....	51
II.4.3. Calcul du champ de pression.....	52
II.4.4. Charge portante	52
II.4.5. Débit de lubrifiant	52
II.4.6. Pression d'alvéole	54
II.5. Caractéristiques dynamiques	54
II.5.1. Coefficients dynamiques d'un patin hydrostatique	55
II.5.2. Coefficients dynamiques équivalents	57
II.6. Modélisation du système palier à patin-rotor.....	57
II.6.1. Equilibre statique :	58
II.6.2. Equilibre dynamique :	58
II.7. Résultats et discussions.....	62
II.7.1. Validation du modèle numérique	64
II.7.2. Analyse de l'amplitude des vibrations	65
II.7.3. Analyse des forces transmissibles	69
II.8. Conclusion	71
CHAPITRE III : Étude du comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre flexible	73
III.1. Introduction	73
III.2. Palier hydrostatique alimenté par des valves électro-rhéologiques.....	74
III.2.1. Modélisation d'un palier intelligent à patins hydrostatiques.....	74
III.2.2. Palier infiniment long	76
III.2.3. Equation de Reynolds	76
III.2.4. Performances d'un Palier infiniment long	78

III.2.5. Débit de lubrifiant	79
III.2.6. Pression d'alvéole	81
III.2.7. Caractéristiques dynamiques.....	82
III.3. Rotor flexible	83
III.4. Démarrage transitoire	87
III.4.1. Profil de vitesse linéaire.....	87
III.4.2. Formulation vectorielle des forces d'excitations	88
III.5. L'Équation de mouvement du système	89
III.5.1. Modèles numériques	90
III.5.2. Modèle de simulation du rotor	92
III.6. Résultats et discussions	94
III.6.1. L'effet du champ électrique.....	96
III.7. Conclusion	99
Conclusion générale et perspectives	100
Références.....	102

LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Exemple des rotors endommager[2], [3]	4
Figure I.2 : Exemple rotor de Jeffcott [6].	5
Figure I.3 : diagramme de vitesse critique[10].	6
Figure I.4 : (a) squeeze film damper [13]. (b) Disque avec masse d'essai[12].....	8
Figure I.5:(a) système de rotor avec paliers actifs utilisant des actionneurs piézoélectriques[15].(b) Configuration du système proposé d'un palier magnétique actif [16].	8
Figure I.6:(a) Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique [21]. (b) Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [23].	9
Figure I.7 : Palier hydrostatique (Système de lubrification) [29].	10
Figure I.8 : Schéma de principe d'une patin hydrostatique [31].....	12
Figure I.9 : Schématisation d'une patin hydrostatique[32].	12
Figure I.10 : Alimentation à débit constant.	13
Figure I.11 : Alimentation à pression constante[33].....	13
Figure I.12 : Formation du film fluide dans un patin hydrostatique.	14
Figure I.13 : Palier à patins planes (4 patins) [34]......	16
Figure I.14 : Palier à patins planes (3 patins) [34]......	17
Figure I.15 : Paliers hybrides (Roulement - SFD patins plans), 1987 [2].	18
Figure I.16 : Enceinte à faces planes supportée par des patins hydrostatiques, 2018 [36]....	18
Figure I.17 : Palier hybride à roulement et quatre patins hydrostatique plans, 2018 [36].....	19
Figure I.18 : Exemples typiques de propriétés rhéologiques des fluides ER positifs et négatifs. (a) Contrainte de cisaillement vs taux de cisaillement et (b) viscosité apparente vs champ électrique[37].....	21

Figure I.19 : Formation des chaînes de particules.	22
Figure I.20 : Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d).	23
Figure I.21 : Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient du vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kv/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f).	23
Figure I.22 : Particules ER dans les fluides ER positifs et négatifs.	24
Figure I.23 : Palier hydrostatique à quatre butées [42].	26
Figure I.24 : Rigidité équivalente pour quatre configurations géométriques A / B[42].	26
Figure I.25 : Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique[41].	27
Figure I.26 : Rapport d'amortissement en fonction de la pression équivalent pour différents champs électriques[41].	28
Figure I.27 : Vues en perspective du domaine de calcul réalisées avec ICEM.CFD par Ghezali [43].	28
Figure I.28 :Épaisseur du film, nombre de Reynolds en fonction de la pression pour différentes valeurs de pression d'alimentation prédites à partir de l'équation de Reynolds[43].	29
Figure I.29 : Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologique [15].	29
Figure I.30 : Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression [15].	30
Figure I.31 : Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD) [45].	31
Figure I.32 : Variation de la charge portante W_p en fonction de L_m pour différentes valeurs de β_0 avec $N^2=0,5$ [45].	32
Figure I.33 : Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [23].	32
Figure I.34 : Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ [23].	33
Figure I.35 : (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins (b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique[46].	34
Figure I.36 : Capacité de charge sans dimension en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité[46].	34

Figure I.37 : Les conditions aux limites (les conditions de symétrie sont indiquées en double flèches opposées rouges) [47].	35
Figure I.38 : Effet de la Viscosité, de l’Inertie et du rapport de pression β_0 sur la raideur linéaire K_{0xx} [47].	35
Figure I.39 : (a) Amortisseur à film compressible hydrostatique à trois patins; (b) coussinets hydrostatiques[48].	36
Figure I.40 : Variation de la rigidité sans dimension K_{xx} en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité[48].	36
Figure I.41 : Etude effectué par Kumar et al[57].	38
Figure I.42 : Rotor et palier étudiés par Irannejad et Ohadi [58].	39
Figure I.43 : Amplitude de vibration en fonction de la vitesse de rotation dans le palier. Résultats obtenus par Irannejad et Ohadi [58]	39
Figure I.44 : Etude effectué par Wang, X et al [60].	40
Figure I.45 : Coefficients d’amortissement et de raideur en fonction du champ appliqué pour deux vitesses de rotation, résultats obtenus par Wang, X et al [60].	40
Figure I.46 : palier à tourillon hybride à plusieurs lobes étudiés par Satish et Chandra[62].	41
Figure I.47 : Résultats obtenus par Satish et Chandra[62]	42
Figure I.48 : Cas étudié par Mutra et Srinivas [63].	42
Figure I.49 : Palier à roulement lubrifié étudié par Mutra et Srivinas [63].	43
Figure I.50 : Résultats obtenus par Mutra et Srinivas [63].	43
Figure I.51 : Patin hydrostatique lubrifié par un fluide MR avec l’application du champ électrique [64].	44
Figure I.52 : Etude expérimentale fait par Lampaert et van Ostayen [64].	44
Figure I.53 : Elastomère ER dans un palier lisse conventionnel[65].	45
Figure I.54 : Résultats obtenus par Rkabi et al[65].	45
Figure II.1 : Schématisation d’un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.[66]	48
Figure II.2 : Conditions aux limites associées au champ de vitesse d’un patin hydrostatique.	50

Figure II.3 : Débit sortant de l'alvéole.....	53
Figure II.4 : Schématisation de la valve électrorhéologique.	54
Figure II.5 : Schématisation de la raideur et l'amortissement pour un patin hydrostatique. ..	55
Figure II.6 : Le palier hydrostatique à trois patins plans	57
Figure II.7 : les charges dynamiques du palier hydrostatique à trois patins plans	58
Figure II.8 : Palier hydrostatique à trois patins.....	59
Figure II.9 : Système d'axe de l'épaisseur du film.....	60
Figure II.10 : Viscosité du fluide électrorhéologique négatif en fonction du champ électrique.	63
Figure II.11 : Comparaison des modèles analytiques et numériques non linéaires.....	65
Figure II.12 : Spectre de l'amplitude de vibration adimensionnelle par rapport à la fréquence sous divers champs électriques et excentricité.....	67
Figure II.13 : Réponse orbitaire à la résonance de l'amplitude des vibrations pour divers champs électriques et divers rapports d'excentricités.....	69
Figure II.14 : Influence du champ électrique et rapport d'excentricité sur le spectre FFT des forces transmises à 6000 tr/min ($f=100$ Hz).....	70
Figure II.15 : Forces transmises à la résonance pour différentes valeurs de champ électriques et du rapport d'excentricité.	71
Figure III.1 : Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électro-rhéologiques.....	74
Figure III.2 : (a) Coefficients dynamiques linéaires du palier. (b) Coefficients dynamiques équivalent	75
Figure III.3 : Notations et perspective d'une patin hydrostatique plane infiniment longue[68].	76
Figure III.4 : Système d'axe [11].....	77
Figure III.5 : modèle de rotor (8 DDL).	84
Figure III.6 : Modèle de déflexion du rotor pour le système 8 DDL.	86
Figure III.7 : Profil de vitesse linéaire.....	87
Figure III.8 : Les forces hydrostatiques d'un palier hydrostatique à trois patins.	89

Figure III.9 : Modèle de rotor.....	92
Figure III.10 : Organigramme du calcul de l'évolution de la position x dans le temps du modèle non-linéaire couplé.	93
Figure III.11 : Comparaison des modèles linéaires et non linéaires.....	94
Figure III.12 : Diagramme de Campbell.	95
Figure III.13 : Enveloppe de l'amplitude adimensionnelle en fonction de vitesse de rotation.	96
Figure III.14 : Les deux premier modes critiques.	96
Figure III.15 : Réponse transitoire en fonction de temps au palier pour deux valeurs de champs électrique (E=0KV/mm et E=3KV/mm).....	97
Figure III.16 : Réponse transitoire en fonction de temps au disque pour deux valeurs de champs électrique (E=0KV/mm et E=3KV/mm).....	97
Figure III.17 : Forces transmises en fonction de temps pour deux valeurs de champs électrique (E=0KV/mm et E=3KV/mm).	98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Fluide électrorhéologique négatif : Viscosité par rapport au champ électrique (Boissy et al., 1995).....	62
Tableau II.2 : Paramètres de simulation.	63
Tableau II.3 : Coefficients de rigidité et d'amortissement pour $\beta=0.75$	65
Tableau II.4 : réductions d'Amplitude de vibration et la force transmise s'appliquent à divers champs électriques et rapport d'excentricités.	68
Tableau III.1 : Paramètres de simulation[35].....	91

Introduction

Le contrôle des vibrations des rotors dans les machines tournantes est un domaine de recherche très important. Ces vibrations influent sur les performances des machines et sur leur durée de vie. En plus, ils peuvent conduire à l'endommagement de la machine. Pour réduire ou contrôler les vibrations, les fabricants dans la fabrication et la conception de machines tournantes, doivent avoir une connaissance suffisante du comportement vibratoire est essentiel pour la conception de machines dans le but de fonctionner dans des gammes de vitesse élevées. Les vibrations des rotors sont généralement causées par des forces d'excitations qui sont d'origine balourd, instabilité du fluide lubrifiant, environnement, excitations aléatoire (choc, séisme) ... etc.

Plusieurs méthodes ont été étudiées dans la littérature pour contrôler ces vibrations, où ces méthodes peuvent être classées en trois catégories : contrôle passif, contrôle actif, et contrôle semi-actif. La méthode choisie dans cette thèse de doctorat est la méthode semi-active, qui est appliquée en utilisant un fluide intelligent comme un lubrifiant dans le palier. Ce type de contrôle a gagné l'attention des chercheurs dans les années récentes, qui ont étudié l'application des fluides électrorhéologiques, magnétorhéologique, et les ferrofluids dans les systèmes de palier. L'avantage de ces fluides intelligent est qu'ils ont leurs propriétés rhéologiques qui changent en fonction des paramètres extérieurs, ce qui induit à un changement dans les coefficients dynamiques.

L'objectif principal de cette thèse porte sur l'étude de l'influence de valves électrorhéologiques sur le comportement dynamique linéaire et non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée sur paliers fluides à patins hydrostatiques.

Cette thèse de doctorat est divisée en trois chapitres :

A partir d'une recherche bibliographique, le premier chapitre présente une étude bibliographique sur l'analyse dynamique des rotors, les paliers hydrostatiques leur principe de fonctionnement et les configurations existant, les fluides électrorhéologiques, et une vision globale de l'état de l'art dans le domaine des paliers hydrostatiques et le contrôle des vibrations de rotors.

Le deuxième chapitre présente en premier lieu une modélisation numérique d'un rotor rigide monté sur un palier à trois patins hydrostatiques alimenté par des valves électrorhéologiques. Le modèle non-linéaire développé au cours de cette étude proposée est validé par comparaison à un modèle analytique est présenté dans le chapitre, Nous avons étudié les influences du champ électrique, rapport d'excentricité d'un rotor rigide monté sur palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique négatif sur l'amplitude des vibrations et les forces transmises aux bâtis, les résultats obtenus sont discutés.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée verticalement et guidée par un nouveau palier hydrostatique intelligent à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique par trois valves électrorhéologiques. Nous nous intéresserons plus particulièrement à décrire la phénoménologie de la dynamique des rotors et la modélisation éléments finis des différents organes constituant les rotors tels que les disques, l'arbre, les paliers, le balourd, etc. Un système de rotor simple est utilisé ici pour démontrer les avantages possibles du champ électrique appliqué dans un palier hydrostatique. Le chapitre montre en détail le modèle mathématique utilisé, et les résultats avec leurs interprétations.

Cette thèse se termine avec une conclusion générale sur les résultats de l'étude faite, en mentionnant les perspectives.

CHAPITRE I

Revue bibliographique

I.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés de présenter une recherche bibliographique concernant les paliers hydrostatiques, les fluides intelligents électrorhéologiques et la dynamique des rotors.

La première partie est concernée par la dynamique des rotors, en présentant la classification des rotors dans les machines tournantes.

Dans la deuxième partie, nous présentons les paliers hydrostatiques en détaillant la lubrification hydrostatique.

La troisième partie concerne les fluides électrorhéologiques et la différence entre les types de ces fluides positifs et négatifs.

La quatrième partie est consacrée à l'état de l'art sur les paliers hydrostatiques.

Alors que dans la cinquième partie, l'état de l'art sur le contrôle semi-actif des vibrations des rotors est présenté.

En terminant le chapitre avec l'objectif de cette thèse de doctorat, et une conclusion.

I.2. Dynamique des rotors

La dynamique des arbres et rotors est une discipline qui a une remarquable histoire due à l'effet réciproque entre la théorie et la pratique. Elle concerne essentiellement l'étude du comportement vibratoire des machines tournantes telles que les pompes, les turbines et les compresseurs. Bien que la dynamique des arbres et rotors soit connue depuis l'invention de la roue, sa recherche proprement dite a commencé avec Rankine qui a publié un article en 1869 sur les mouvements de tournoiement d'un arbre tournant. Mais celui-ci a utilisé incorrectement la deuxième loi de Newton en choisissant un modèle malheureux et conclue que pour une certaine vitesse de rotation critique l'arbre tournant fléchit considérablement et qu'au-delà de cette vitesse son opération serait impossible [1]

La dynamique des rotors est concernée par l'étude de la stabilité des mouvements des machines tournantes. L'analyse de la dynamique des rotors nous permet de sécuriser et d'améliorer les performances de ces machines. Lorsque la vitesse de rotation des rotors augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil critique qui est appelé vitesse critique. Cette vibration est généralement excitée par un déséquilibre des rotors, et si l'amplitude de la vibration à ces vitesses devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire (*Figure I.1*).



Figure I.1: Exemple des rotors endommagés[2], [3].

Le premier modèle de rotor réussi a été proposé par Föppl en 1895. Il consistait en un seul disque situé au centre sur un arbre circulaire, sans amortissement. Il a démontré que le fonctionnement supercritique était stable. Malheureusement, Föppl a publié ses travaux dans une revue allemande de génie civil, qui était peu ou pas du tout lue par la communauté rotor dynamique de son temps.

En 1919, Jeffcott[4] conçut le même modèle, cette fois avec amortissement, et publia ses travaux dans une revue anglaise largement lue. En conséquence, au Royaume-Uni et aux États-Unis, un rotor à disque unique est appelé rotor Jeffcott (*Figure I.2*). Au fil du temps, de nombreuses variantes du rotor Jeffcott ont été étudiées, mais ses caractéristiques les plus fréquentes sont un disque rigide unique monté sur un arbre circulaire flexible, qui est soutenu par des paliers à chaque extrémité[5].

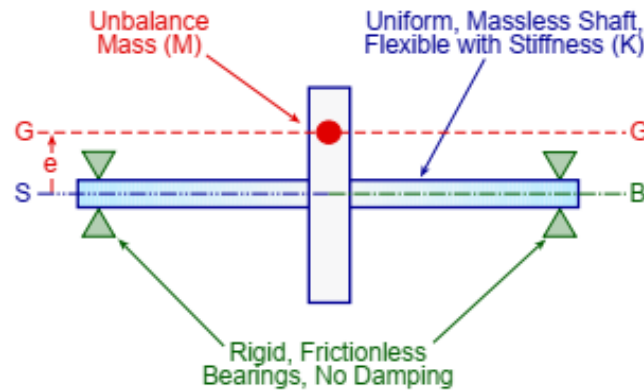


Figure I.2 :Exemple rotor de Jeffcott [6].

Le modèle de rotor de Jeffcott est évidemment une simplification excessive des rotors du monde réel, mais il permet néanmoins de comprendre de nombreuses caractéristiques du comportement du rotor dans le monde réel, y compris les vitesses critiques, l'effet gyroscopique et l'effet déstabilisateur de l'amortissement interne[5].

Afin de tenir compte les charges dynamiques ou bien dans le cas où le rotor fonctionne en dehors de sa zone de stabilité, le calcul du comportement du rotor doit être effectué avec les modèles les plus appropriés. Bonneau (1989) [7], Kassai (1989) [8]et Bonneau (1997) [9]présentent la modélisation d'un rotor de type éléments finis prenant en compte les effets gyroscopiques.

I.2.1.Classification des systèmes de rotor

En général, les machines tournantes sont constituées de disques de différentes formes, d'arbres dont le diamètre varie en fonction de leur position longitudinale et de palier situés à différentes positions. Dans les analyses de vibrations, un système de rotor aussi complexe est simplifié et un modèle mathématique approprié est adopté. Dans ce processus de modélisation, nous devons savoir quels paramètres sont importants pour le système. Les machines tournantes sont classées selon leurs caractéristiques comme suit :

Si la déformation de l'arbre tournant est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, on parle de **rotor rigide**.

Si l'arbre se déforme sensiblement à une certaine vitesse de rotation dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un **rotor flexible**.

Nous ne pouvons pas déterminer à laquelle de ces catégories appartient le système de rotor en considérant uniquement ses dimensions. En rotor dynamique, les vitesses de rotation qui produisent des réponses de résonance dues à l'excentricité de masse sont appelées vitesses critiques. La déformation d'un rotor devient la plus élevée au voisinage de la vitesse critique. Par conséquent, la plage de la vitesse nominale par rapport à ces vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible[10] (*Figure I.3*).

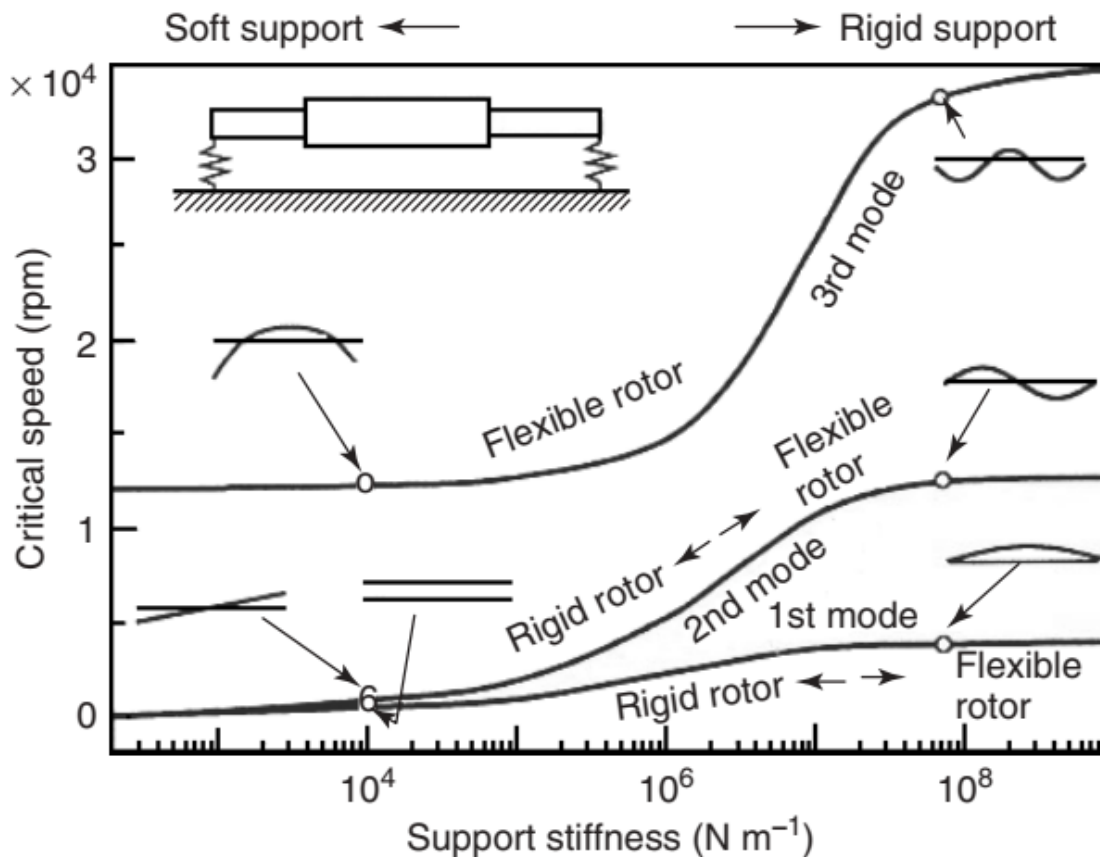


Figure I.3 : diagramme de vitesse critique[10].

La figure I.3, appelée diagramme de vitesse critique, montre les variations des vitesses critiques et des modes de vibration en fonction de la rigidité des supports pour un rotor symétrique. La partie gauche de cette figure représente les valeurs des rotors qui sont pris en charge faible. Dans le premier et deuxième mode, les rotors ne se déforment pas sensiblement mais les pièces de support fléchissent. Dans ce cas, le rotor est considéré comme un rotor rigide. À mesure que la rigidité des supports diminue, la fréquence naturelle de ces modes se rapproche de zéro. Dans le troisième mode, le rotor se déforme et il est considéré comme un rotor flexible. Selon le type de mode à discuter, le même système peut être considéré comme

un rotor rigide ou flexible. Sur la partie droite de cette figure, la déformation se produit dans les trois modes et donc le rotor est considéré comme flexible dans tous les modes[10].

I.2.2.Objectifs de l'analyse dynamique des rotors

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

- ✓ Prédire les vitesses critiques auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor est maximum. Elles peuvent être calculées à partir des données de conception, de manière à les éviter en fonctionnement normal de la machine.
- ✓ Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction à partir des données de vibration mesurées pendant l'opération d'équilibrage.
- ✓ Prévoir les amplitudes de vibration synchrone provoquées par le déséquilibre du rotor. C'est l'un des objectifs les plus difficiles à accomplir avec exactitude vu que le comportement du rotor dépend des facteurs qui sont à la fois très difficile à mesurer (la distribution de déséquilibre le long du rotor, et l'amortissement du système rotor-palier). Cependant on peut prédire les effets relatifs du déséquilibre et de l'amortissement du système dans des endroits précis.
- ✓ Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques. Cet objectif peut être atteint plus facilement que l'objectif précédent, depuis que l'ordinateur permet de simuler et prédire l'effet relatif aux modifications matérielles différentes, même si les modèles de force de déstabilisation ne sont que des approximations[11].

I.2.3.Contrôle de vibrations

Les machines à rotation, telles que les turbines à gaz et les turbomachines, sont confrontées à des vibrations pendant leur fonctionnement, en particulier si le rotor accélère ou décélère et passe souvent par des vitesses critiques.

Ces vibrations influent sur les performances des machines et sur leur durée de vie. En plus, ils peuvent conduire à l'endommagement de la machine.

Plusieurs chercheurs essayaient de trouver des solutions à ces vibrations, parmi ces solutions

- a. **Le control passif**, ou il faut ajouter des masses pour réduire le décentrage du rotor[12], et minimiser les vibrations, ou bien utiliser un squeeze film damper[13], [14] pour amortir les vibrations(*Figure I.4*).

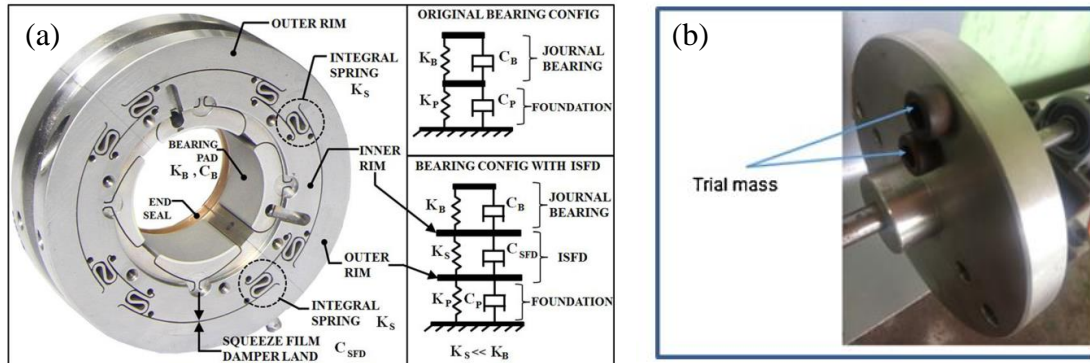


Figure I.4 : (a) squeeze film damper [13]. (b) Disque avec masse d'essai[12].

- b. **Le control actif**, ou il faut utiliser un système qui détecte et puis annule les vibrations. L'utilisation des actionneurs piézoélectriques est l'un des solutions actives[15]. Ou bien utiliser un palier magnétique active[16], [17] (*Figure I.5*).

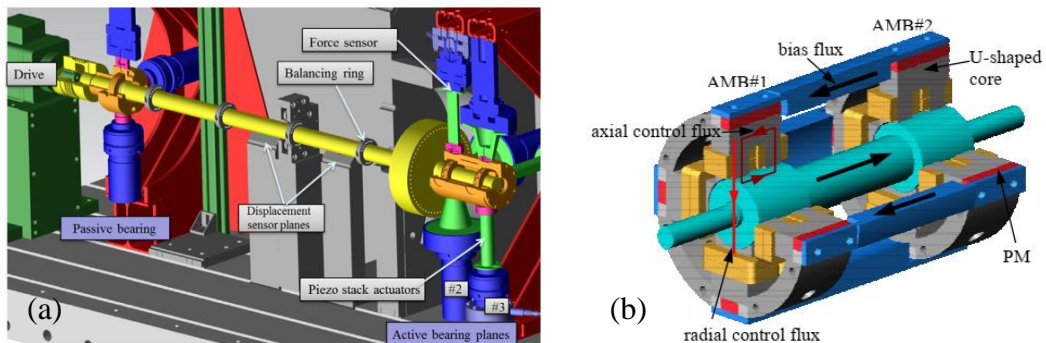


Figure I.5: (a) système de rotor avec paliers actifs utilisant des actionneurs piézoélectriques[15]. (b) Configuration du système proposé d'un palier magnétique actif [16].

- c. **Le control semi-actif**. Ou il s'agit d'utiliser des fluides intelligents comme des lubrifiants (*Figure I.6*).

Ces fluides intelligents sont composés de microparticules dispersées dans un liquide porteur. Leurs propriétés rhéologiques changent de manière rapide et réversible lors de l'application d'un champ électrique ou magnétique. La transformation d'un état liquide à un état solide fait du fluide intelligent un lubrifiant intéressant dans les paliers lisses (Sun et

Thomas)[18], (Sun et Thomas)[19] (Wang et al)[20], (Bouzidane et Thomas)[21] (Zapomél et al)[22] et (Belgacem et al) [23]. Toutes ces études montrent que sous le contrôle intelligent artificiel du palier à tourillon intelligent peut supprimer les vibrations de manière significative sans produire d'effets négatifs. La vibration du rotor supportée par les paliers lisses peut être considérablement réduite par une commande intelligente utilisant des fluides intelligents (Basavaraja et al)[24], (Lin)[25], (Wang et al)[26], (Ferfecki et al)[27] et (Urreta et al)[28].

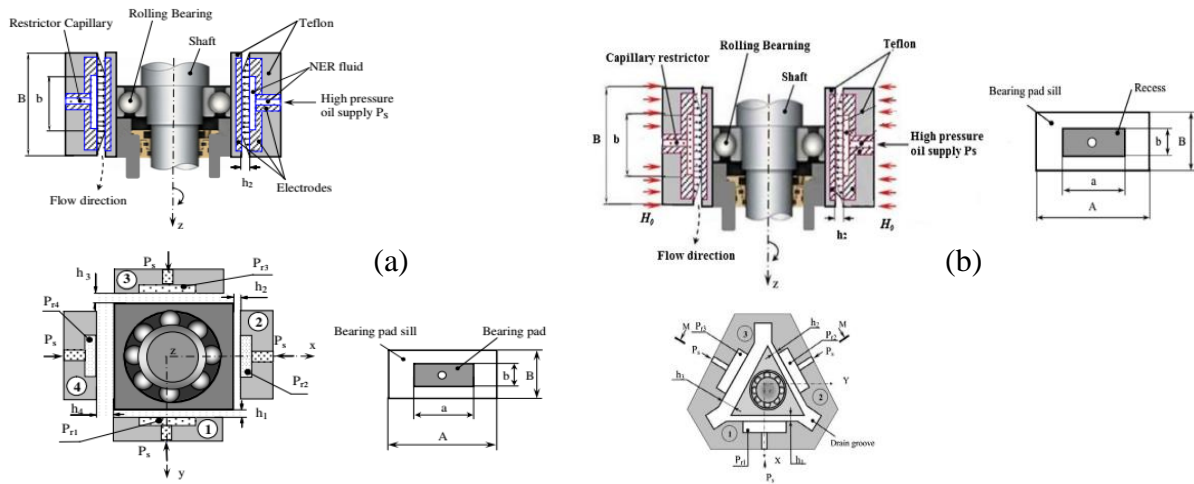


Figure 1.6:(a) Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique [21]. (b) Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [23].

I.3. Palier hydrostatique

I.3.1. Définition

Un palier hydrostatique est constitué de deux surfaces, une surface lisse et une surface qui comporte un ou plusieurs alvéoles (**Figure 1.7**). La séparation des surfaces est faite par un fluide sous pression introduit par un système extérieur (une pompe), ce qui permet de supporter une charge et d'annuler tout contact métal-métal. Grâce à leur lubrification sous pression, ces paliers peuvent supporter des fortes charges, même dans l'absence de la rotation du rotor, et ils fournissent une rigidité et un amortissement élevés.

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition de ces paliers sont nombreux dont on peut citer :

- Les paramètres géométriques comme le nombre d'alvéoles et la longueur.
- Les paramètres cinématiques comme la vitesse de rotation et la charge.

- Les paramètres dynamiques comme la charge variable, le mode de rotation (continu ou alternatif), et les vibrations...etc.
- Les paramètres caractéristiques du lubrifiant comme la viscosité dynamique, la masse volumique et la chaleur spécifique.
- La nature des matériaux formant les paliers.

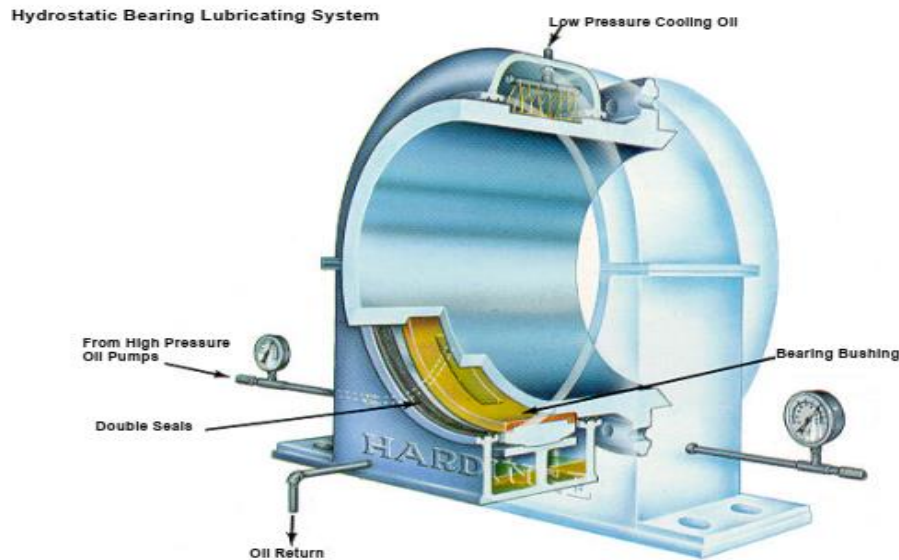


Figure I.7 : Palier hydrostatique (Système de lubrification) [29].

I.3.2. Domaine d'application des paliers hydrostatiques

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

- Les télescopes et grande antennes radars, qui doivent se déplacer très lentement et de façon régulière.
- Les cylindres pour broyeurs de minerai, dans lesquels les températures ambiantes sont très élevées.
- Les machines-outils de précision et les machines de contrôle, où une grande précision de centrage et une grande rigidité sont 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 machines d'essai, qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesurer précisément les efforts.

I.3.3. Avantages des paliers hydrostatiques

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

Ces avantages ont fait l'objet de nombreuses études qui ont permis d'appréhender assez bien leur comportement pendant le fonctionnement[30].

I.3.4. Inconvénients des paliers hydrostatiques

Les inconvénients majeurs des paliers hydrostatiques sont :

- Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc. ;
- La fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces. Il existe une grande variété de géométries de paliers hydrostatiques et de stratégies potentielles pour contrôler les pressions[30].

I.3.5. Lubrification hydrostatique

La lubrification hydrostatique est parmi les procédés les plus utilisés dans le domaine industriel. Dans ce type de lubrification, les deux surfaces sont séparées par un film fluide créé par une source extérieure, comme une pompe (*Figure I.8*), qui fournit un fluide sous pression. Le système hydrostatique est de conception simple. Les paliers hydrostatiques

peuvent donc fonctionner à vitesse relative nulle et charge très élevée en présence d'un film d'une épaisseur adéquate.

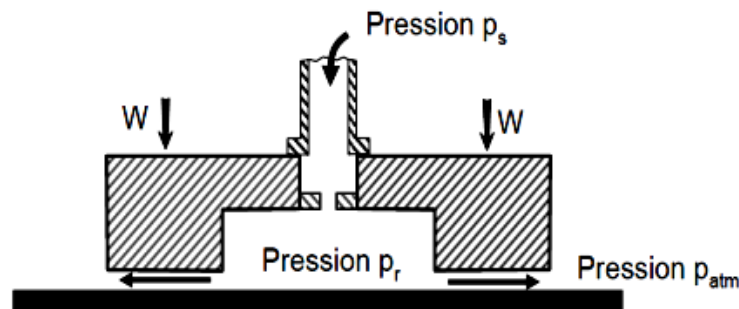


Figure I.8 : Schéma de principe d'une patin hydrostatique [31].

a) Principe de lubrification hydrostatique

L'avantage des paliers hydrostatiques devant les paliers hydrodynamiques est qu'il est possible de créer le film fluide à l'arrêt dans les paliers hydrostatiques. Le principe est d'injecter le lubrifiant sous pression à l'aide d'une pompe dans des cavités où il crée une pression qui soulève la charge ; il s'échappe ensuite par les rainures (Figure I.9).

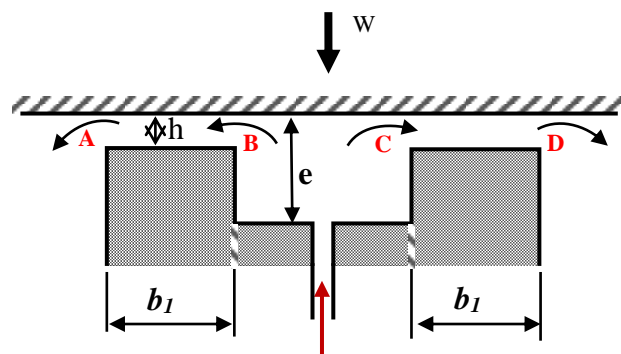


Figure I.9 : Schématisation d'une patin hydrostatique[32].

L'épaisseur du film se règle automatiquement en fonction de la pression et de la charge appliquées. Il est nécessaire de placer des résistances hydrauliques dans les tuyaux d'amenée du fluide aux patins afin de stabiliser la position de la pièce mobile.

Figure I.9 montre deux régions dans une patin hydrostatique. Une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur (b_1) où l'épaisseur (h) du film lubrifiant est mince : $h/a < 1$. La zone (BC) constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande : $e/h > 20$; dans cette région, la pression est supposée être constante : $p = p_a$; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement.

Il existe deux méthodes pour introduire le fluide dans les patins :

- **Systèmes à débit constant** : dans les systèmes à débit constant, on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse (*Figure I.10*). [33]

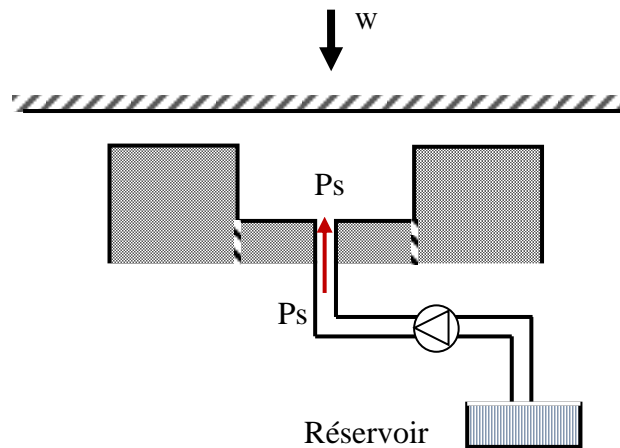


Figure I.10 : Alimentation à débit constant.

- **Systèmes à pression constante** : Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant (*Figure I.11*).

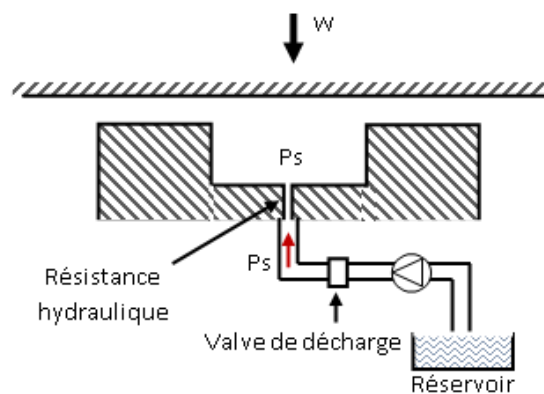


Figure I.11 : Alimentation à pression constante[33].

b) Etapes de fonctionnement

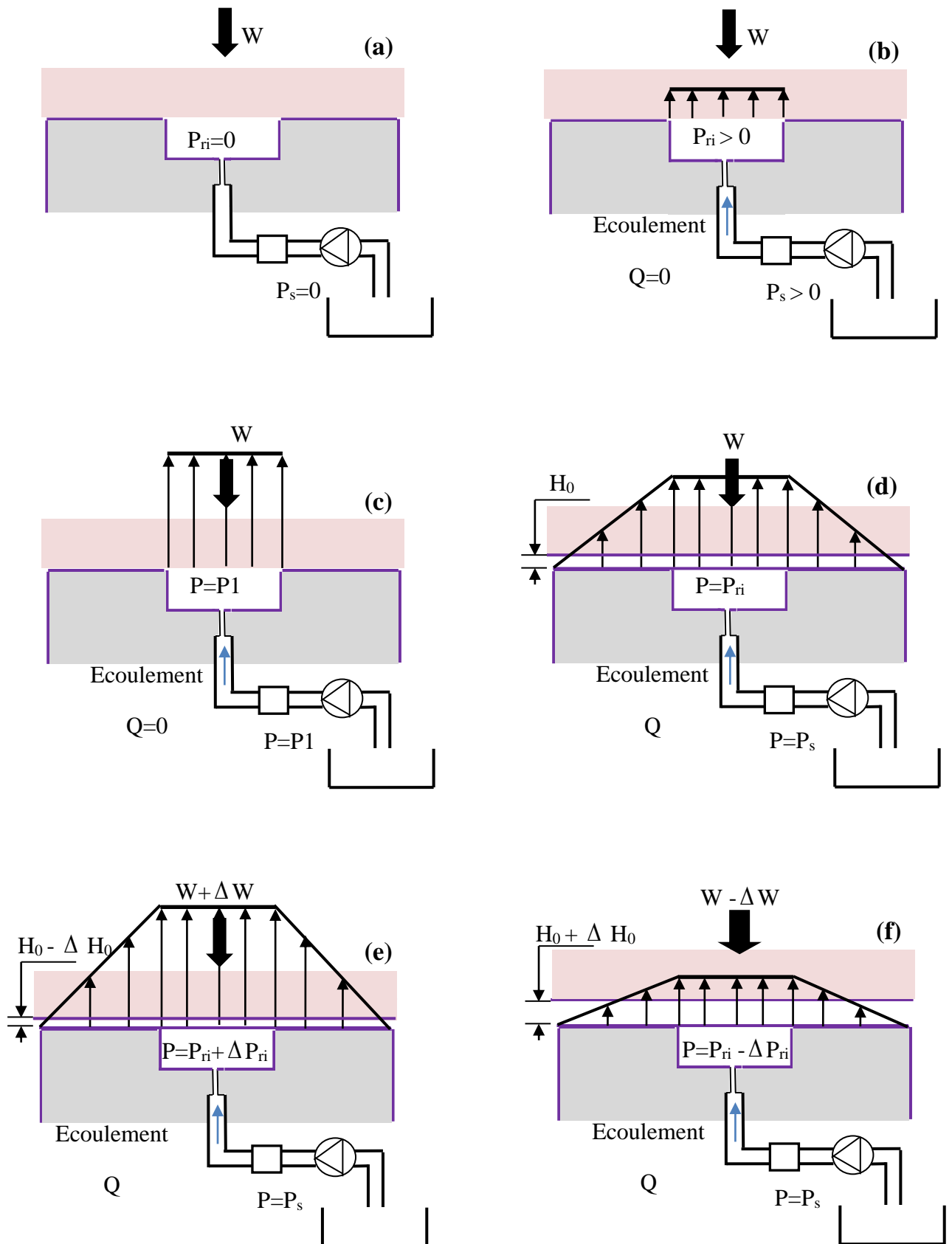


Figure I.12 : Formation du film fluide dans un patin hydrostatique.

Dans (a), la pompe est en arrêt. Le lubrifiant sous pression écoule vers le patin dans (b), où la pression dans l'alvéole commence à augmenter. Figure (c) montre que la pression dans l'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée. Le palier commence à fonctionner dans (d), où une chute de pression est créée entre la pompe et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin. Figure (e) montre que l'augmentation de la charge conduit à une diminution de l'épaisseur du film, où la pression d'alvéole augmente pour que la pression intégrée à travers les portées soit égale à la charge appliquée. Le contraire est remarqué dans (f) où la diminution de la charge conduit à une augmentation de l'épaisseur du film et dans la pression d'alvéole.

I.4. . Configurations géométriques des paliers hydrostatiques

Parmi les géométries les plus simples et appropriées au contrôle des vibrations d'un rotor, on dénote les paliers hydrostatiques à 4 et /ou a 3 patins hydrostatiques. Notons qu'il existe plusieurs configurations des patins (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 damper 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 de problème de lignage.

Harry Rippel[34] a traité un palier hydrostatique à patin plan dans le document le plus ancien qu'on a pu trouver Comme le montre les (*Figure I.13*)et (*Figure I.14*)l'auteur a présenté que le choix du palier hydrostatique dépend de la variation angulaire de la charge appliquée. Lorsque l'angle de charge ne change pas, un seul patin hydrostatique est normalement utilisé. Cependant, un palier à plusieurs patins peut être utilisé pour augmenter la rigidité du palier et / ou fournir une rigidité latérale. Le palier est utilisé seul sans roulement.

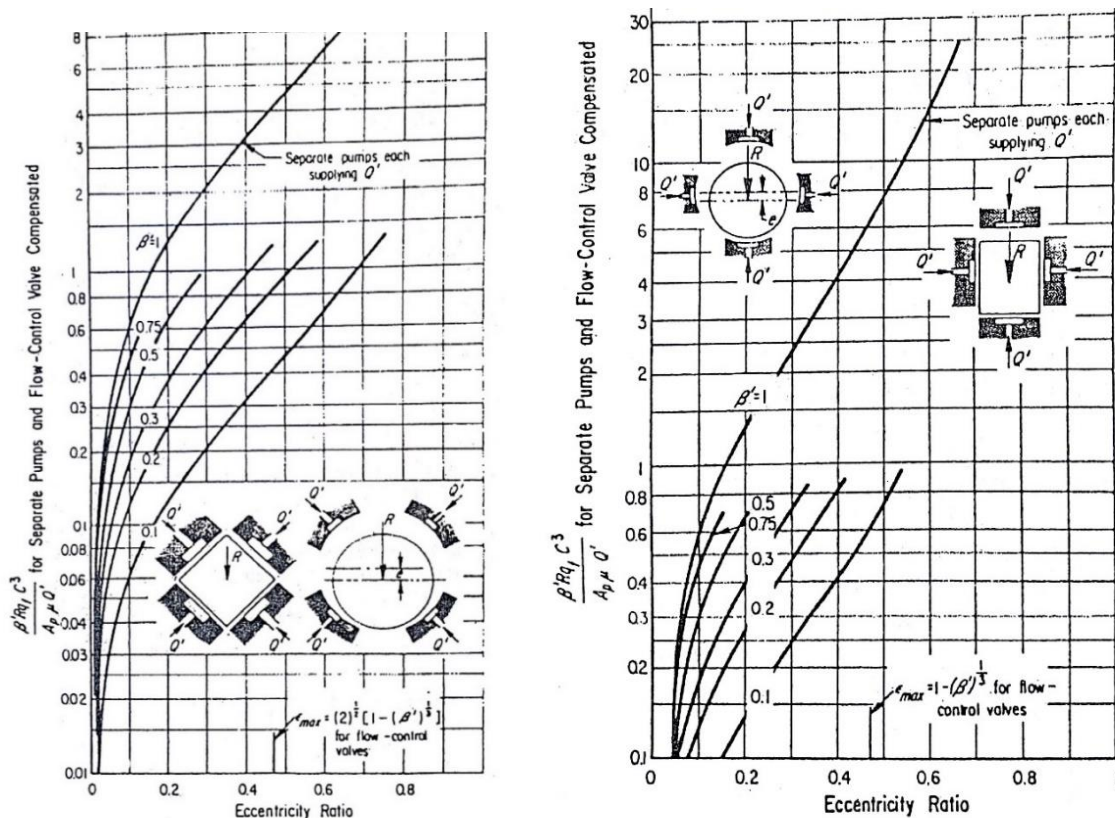


Figure I.13 : Palier à patins planes (4 patins) [34].

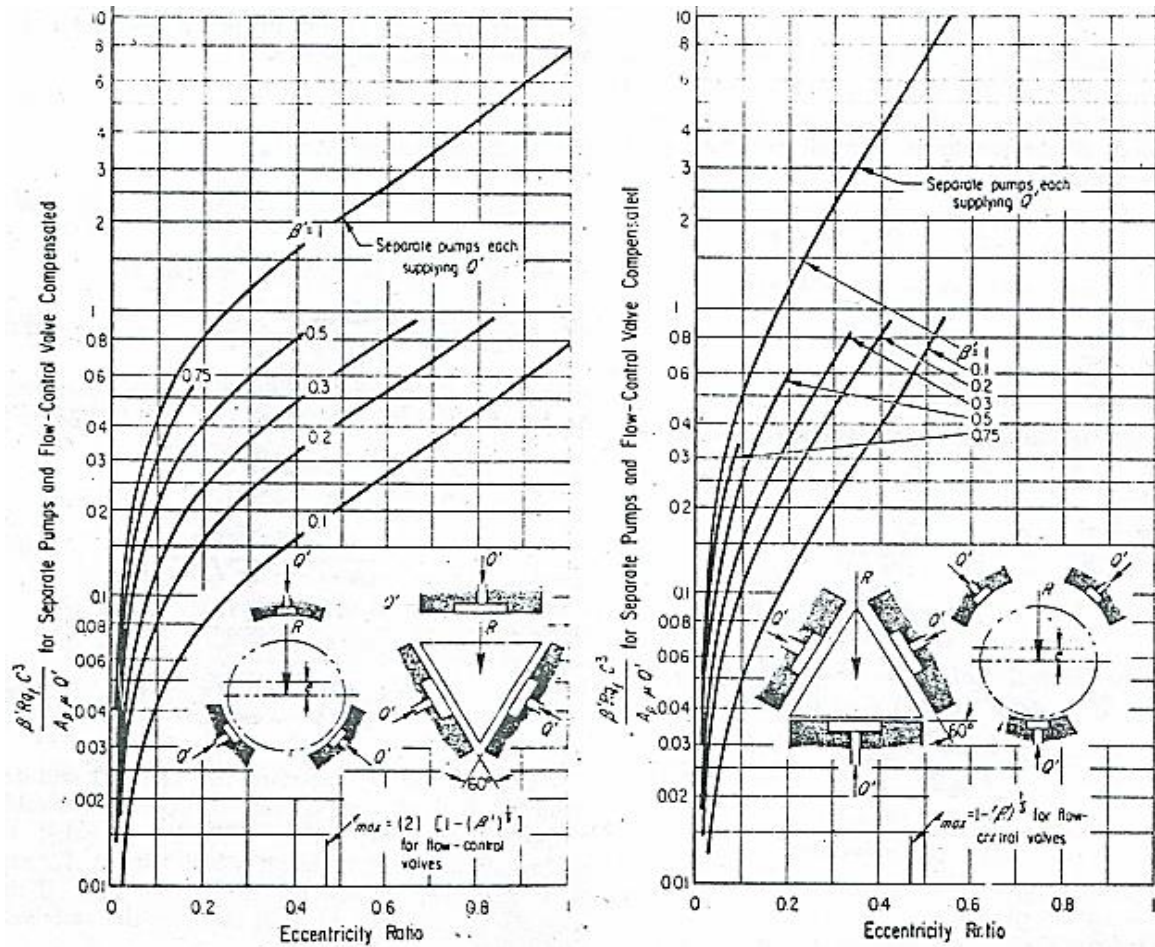


Figure 1.14 : Palier à patins planes (3 patins) [34].

Adams et Zahloul [35] ont fait la première étude sur la configuration hybride avec patins hydrostatiques plans(Figure 1.15) l’auteur a présenté que la géométrie est plus simple approprié pour contrôler les vibrations latérales du rotor, le palier ne nécessite pas un blocage en rotation, et peut fournir un auto-équilibrage à la rotation, il rend les calculs d’un seul patin applicables aux autres par l’introduction de la vitesse d’écrasement et l’épaisseur du film comme les seules variables..

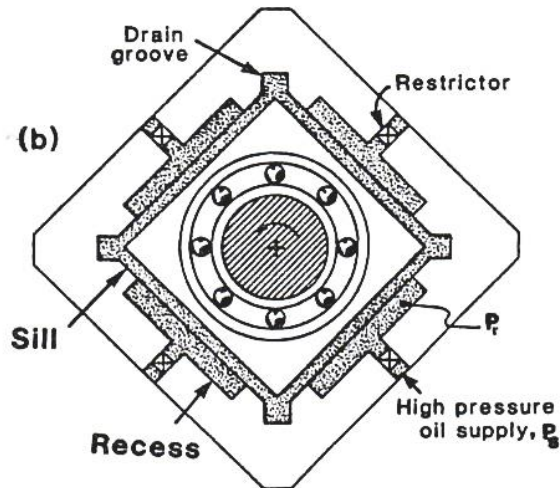


Figure I.15 : Paliers hybrides (Roulement - SFD patins plans), 1987 [2].

L'analyse présentée ici par Maurice L et Adams [36] est axée sur la compréhension des performances d'un patin. La configuration d'application envisagée, illustrée à la Figure I.17 est basée sur le palier de la Figure I.16 où un roulement de l'élément roulant de l'arbre principal est soutenu par un palier hydrostatique carré à quatre patins.

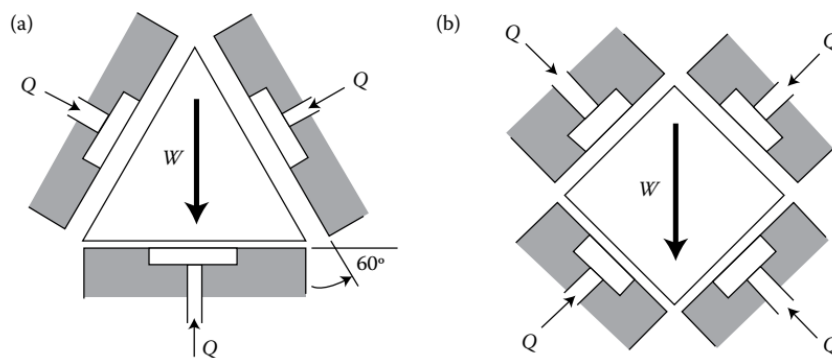


Figure I.16 : Enceinte à faces planes supportée par des patins hydrostatiques, 2018 [36].

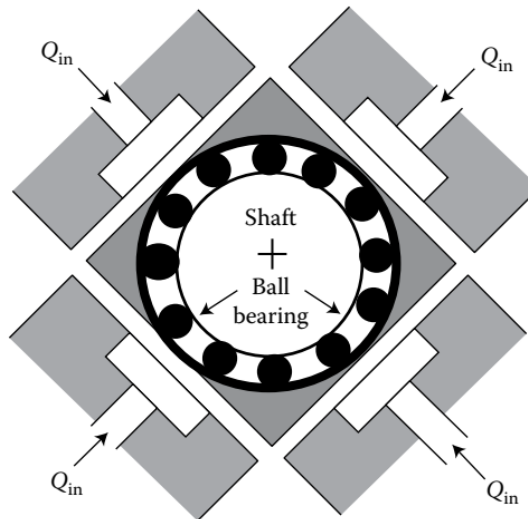


Figure I.17 : Palier hybride à roulement et quatre patins hydrostatique plans, 2018 [36].

I.5. Fluides électrorhéologiques

I.5.1. Définition des fluides électrorhéologiques

Un fluide électrorhéologique (ER) est une suspension colloïdale composée d'un milieu liquide isolant comprenant soit un matériau particulaire polarisable soit un matériau liquide polarisable.

Les propriétés rhéologiques (viscosité, limite élastique, module de cisaillement, etc.) du fluide ER sont facilement contrôlables avec un effet de réversibilité par l'application d'un champ électrique externe.

En raison de leur temps de réponse rapide et de leur viscosité de cisaillement contrôlable, le fluide ER a été l'un des candidats les plus prometteurs en tant que nouveau matériau pour les embrayages, les dispositifs d'amortissement, les amortisseurs, dispositifs haptiques ER, puces micro fluidiques, les pompes micro fluidiques etc.

I.5.2. Constitution des fluides électrorhéologiques

Un fluide ER comprend une phase liquide et une phase solide (particules en suspension). La fraction volumique usuelle des particules est d'environ 30 à 40 %. Afin d'éviter la sédimentation des particules, leur densité doit être la plus proche possible de celle du liquide [5].

Pour élaborer un fluide ER il est nécessaire d'utiliser des particules de conductivité électrique supérieure à celle du liquide.

Le choix des matériaux détermine en grande partie les performances d'un fluide ER (valeur de la contrainte seuil, densité du courant...). Un grand nombre de couples liquide/particules solides, produit un effet ER et une multitude de résultats expérimentaux a été publiée concernant de « nouvelles suspensions ER » avec des bilans sensiblement les mêmes, du moins jusqu'à ces dernières années :

a) phase liquide : le liquide doit néanmoins être un bon isolant électrique, même à température élevée et sous champ électrique intense, et si possible, avoir une faible viscosité ($\eta < 30$ mPa.s) et une permittivité moyenne ($\epsilon_r \sim 3-5$). Les liquides couramment utilisés peuvent être classés en trois catégories : les huiles minérales aux propriétés « standards », les huiles silicones (bonne stabilité en température) et les liquides chlorés (densité et permittivité « élevées »).

b) phase solide : c'est la phase solide qui conditionne presque à elle seule les performances d'un fluide ER. La connaissance des caractéristiques nécessaires pour produire un effet ER intense a pendant longtemps été ignorée. Ce n'est que depuis une dizaine d'années que des travaux ont montré que les propriétés de conduction des matériaux et les effets d'interface étaient déterminants dans la mise en œuvre de l'effet ER. Ceci justifie a posteriori les observations faites pendant des décennies sur la nécessité d'utiliser des poudres hydratées pour produire un effet ER (les poudres séchées sont sans effet) et qu'un taux d'humidité trop élevé diminue l'effet. En se basant sur cette propriété, on peut classer les différents constituants solides utilisés (les particules) en trois catégories, i) les matériaux homogènes isolants (silice, amidon, cellulose...) nécessitant l'apport d'un activant extérieur (eau, surfactant). Ces matériaux sont peu stables en température, ii) les matériaux homogènes à conductivité intrinsèque, ionique ou électronique (zéolites, polymères semi-conducteurs : polyaniline...), iii) les matériaux inhomogènes (multicouches) dont la surface est rendue active (silice recouverte de polyaniline, aluminium recouvert d'une couche isolante...). Par ailleurs, certains matériaux ferroélectriques (titanate de baryum...) produisent un effet ER en alternatif, à fréquence élevée.

I.5.3. Types des fluides électro-rhéologiques

Trois types de fluides ER a été rapportés jusqu'à présent, à savoir (i) le fluide ER positif, (ii) le fluide ER négatif et (iii) le fluide photo-ER [37].

Les fluides ER positifs ont des propriétés rhéologiques (telles que la viscosité, la contrainte de cisaillement) qui augmentent considérablement avec le champ électrique appliqué. Alors que les fluides ER négatifs ont leurs propriétés rhéologiques diminue en appliquant le champ électrique.

La viscosité apparente du fluide ER croît ou décroît lorsqu'un champ électrique est appliqué. L'effet électrorhéologique, qui est réversible, est établi en quelques dizaines de millisecondes à plusieurs dizaines de minutes, selon la composition du fluide. L'effet de transition d'un état liquide à un état quasi-solide est réversible, ce qui permet de développer des applications en contrôle (*Figure I.18*).

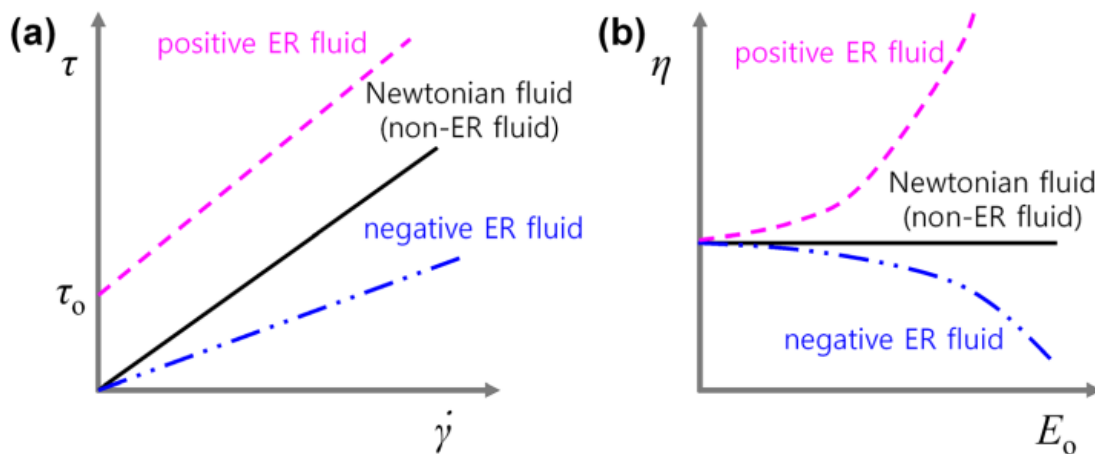


Figure I.18 : Exemples typiques de propriétés rhéologiques des fluides ER positifs et négatifs. (a) Contrainte de cisaillement vs taux de cisaillement et (b) viscosité apparente vs champ électrique [37]

I.5.4. Mécanisme des fluides ER positifs

Sous l'influence d'un champ électrique extérieur, les particules du fluide ER sont polarisées. L'effet ER est le résultat de forces dues à la polarisation. Les dipôles tendent à s'orienter en suivant le vecteur du champ, et s'attirent les uns les autres. L'interaction électrostatique entre les dipôles crée des agglomérats de particules qui s'alignent en suivant la direction du champ électrique. Les interactions dipôle-dipôle génèrent donc des structures de chaînes dans la direction du champ. De ce fait, la viscosité apparente augmente, particulièrement à basse

vitesse de cisaillement, et donc les propriétés rhéologiques du fluide sont modifiées. Les chaînes créent une résistance au mouvement, au cisaillement ou à la compression. L'action hydrodynamique des chaînes est plus sensible lorsque les chaînes se créent. Les chaînes de particules sont rompues à haute vitesse de cisaillement et ont de la difficulté à se reformer à plus haute vitesse de cisaillement (*Figure I.19*), qui est souvent plus grande que la vitesse de reformation, appelée temps de relaxation. Par conséquent, la viscosité apparente diminue au fur et mesure que la vitesse de cisaillement augmente jusqu'à ce qu'elle s'approche de la valeur obtenue l'absence d'un champ électrique.

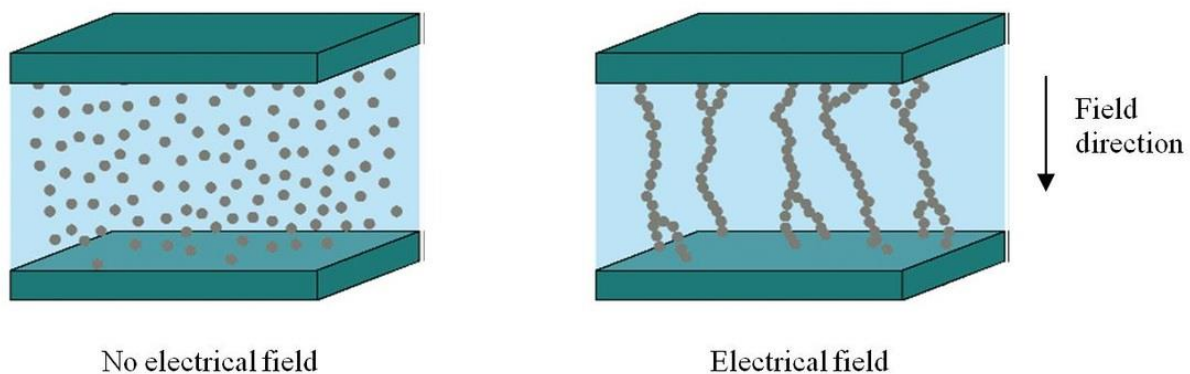


Figure I.19 : Formation des chaînes de particules.

I.5.5. Mécanismes des fluides ER négatifs

Les fluides électro-rhéologiques négatifs ont été découverts par Boissy et al [38], où ils ont fait des expériences sur des fluides ER avec une conductivité élevée pour les particules, est faible pour le liquide. Leur étude expérimentale a montré que la viscosité apparente diminue en fonction de l'application du champ électrique.

Les résultats trouvés par Boissy sont présentés dans la Figure I.20. Ces courbent montre que la viscosité diminue avec l'augmentation du champ électrique.

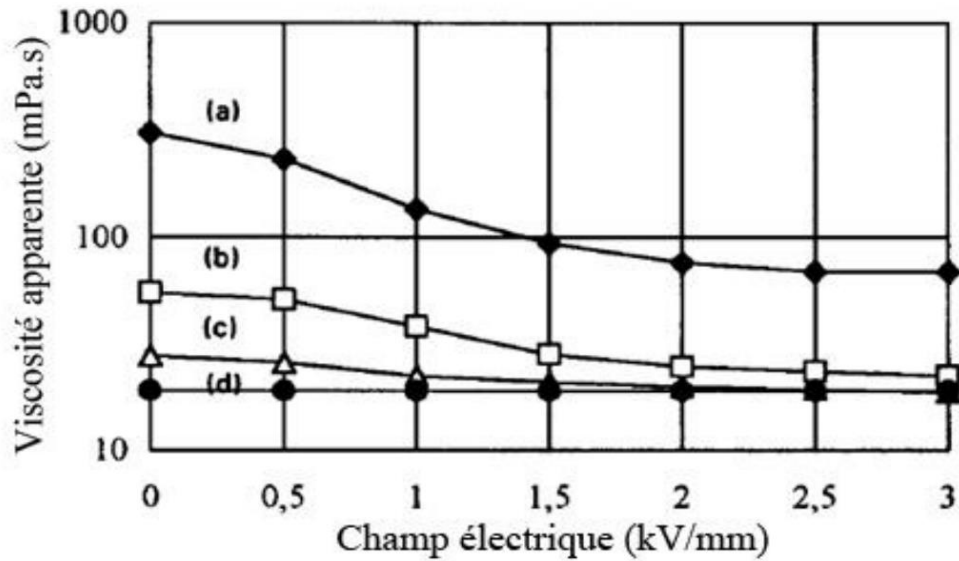


Figure 1.20 : Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d).

L'étude expérimentale a montré également que les fluides électrorhéologiques négatifs sont des fluides Newtoniens tels que la contrainte mécanique varie linéairement en fonction du gradient de vitesse (**Figure 1.21**). Cet effet montre qu'il est possible de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique à travers un fluide, et donc les applications potentielles de ce système sont nombreuses.

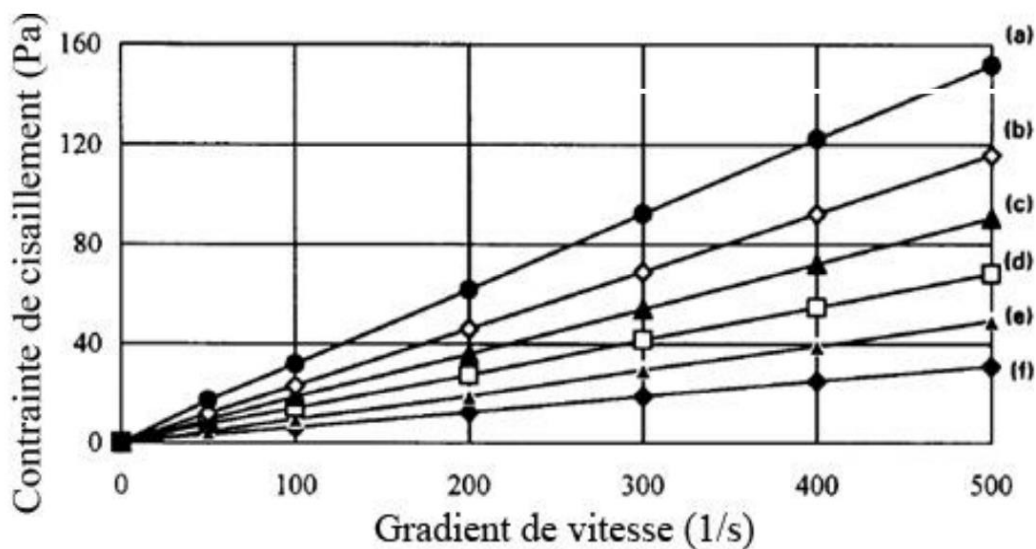


Figure 1.21 : Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient du vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kV/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f).

Le mécanisme des fluides électrorhéologique négatifs est expliqué dans la Figure I.22 qui montre la différence entre le comportement des fluides ER positifs et les fluides ER négatifs.

Il est bien montré dans la figure que l'effet électrorhéologique négatif se fait par deux méthodes :

a) La rotation de Quincke : qui est défini par la rotation spontanée de particules isolantes immergées dans un liquide de faible conductivité, est soumis à un champ électrique élevé.

b) La séparation des phases (électro-migration) : qui est défini par la migration des particules vers les électrodes à cause de l'électrophorèse sous un champ électrique appliqué.

Le phénomène le plus observé par les chercheurs est la séparation des phases, et il est utilisé pour expliquer le comportement des fluides électrorhéologiques négatifs.

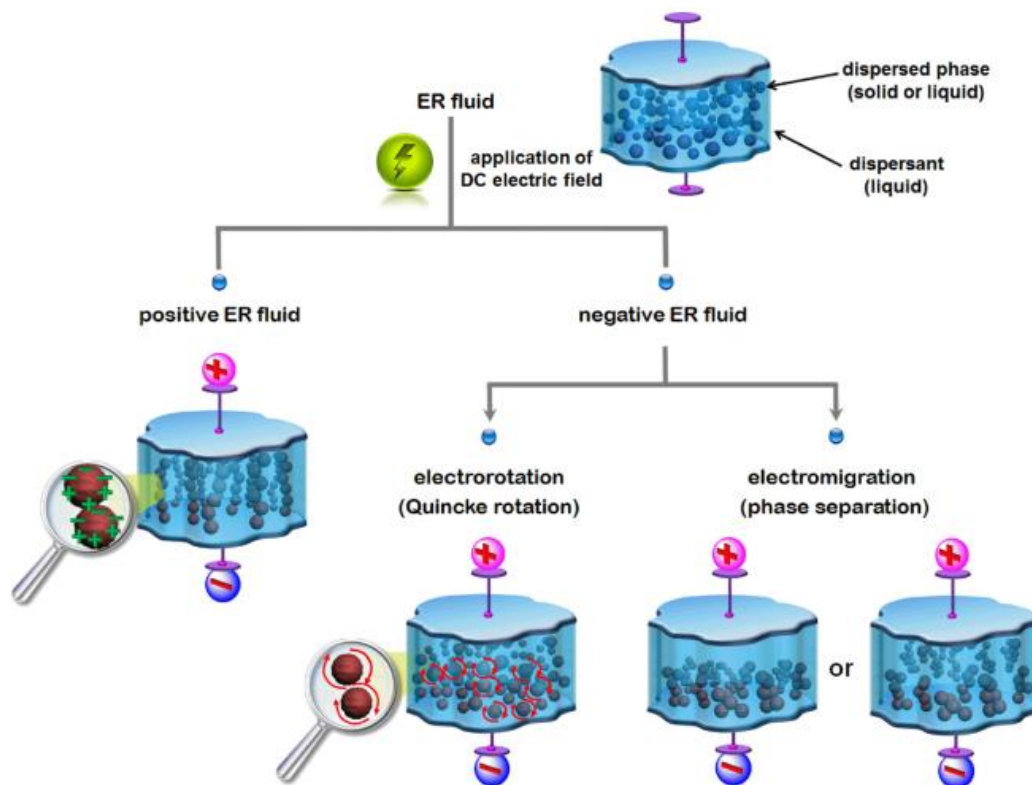


Figure I.22 : Particules ER dans les fluides ER positifs et négatifs.

Les fluides électrorhéologiques négatifs ont été étudié par d'autres chercheurs, où il était possible d'obtenir l'effet électrorhéologiques négatifs [39]

Ces fluides ont démontré être utile comme lubrifiants dans les paliers hydrostatiques, où ils ont donné des caractéristiques dynamiques favorisées pour contrôler les vibrations des rotors dans les machines tournantes.

Pécheux et al [40] a fait la première étude sur les fluides électrorhéologiques négatifs dans un film fluide amortisseur, afin de contrôler le comportement dynamique du rotor.

Bouزيدane et Thomas [41] ont fait la deuxième étude sur un palier hydrostatique à quatre patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif, pour but de contrôler les vibrations et les forces transmises aux bâtis.

Abed et al [23] ont étudié les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluides ER négatif à travers des valves électrorhéologique. C'est le même palier étudié dans notre travail, où le but est d'étudier des rotors montés sur ce type de palier.

I.6. Etat de l'art sur les paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques ont été étudié par plusieurs chercheurs afin de trouver des meilleures caractéristiques et de réduire les vibrations dans les machines tournantes. L'équipe de recherche initiée par le professeur Bouزيدane a fait une série de recherches sur les paliers hydrostatique en considérant plusieurs points de vie, tels que la nature de lubrifiant, l'influence de la pression d'alimentation et le régime d'écoulement.

Bouزيدane et al (2007) [42] a présente une étude sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre butées hydrostatiques, alimentées par un fluide sous pression extérieure à travers des résistances hydrauliques de type orifice(*Figure I.23*).

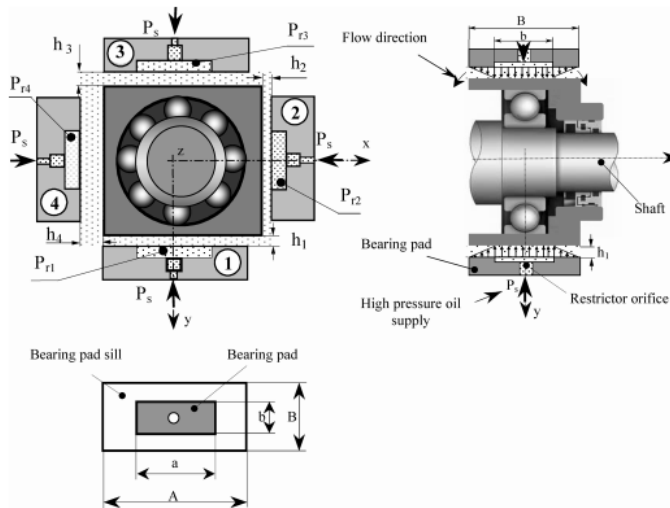


Figure 1.23 : Palier hydrostatique à quatre butées [42].

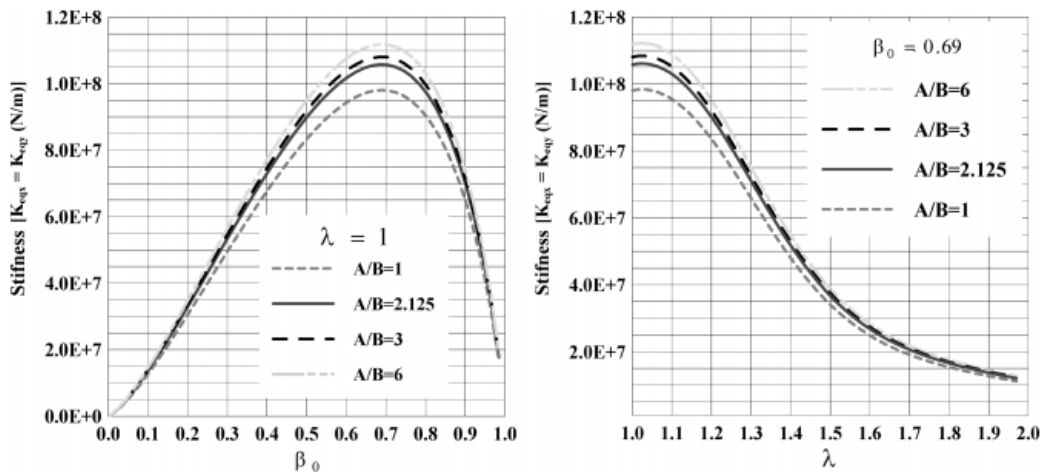


Figure 1.24 : Rigidité équivalente pour quatre configurations géométriques A / B[42].

Les résultats obtenus montrent que Le palier hydrostatique à quatre butées hydrostatiques présente de bonnes caractéristiques dynamiques et une excellente stabilité en raison de sa haute rigidité, d'amortissement et des zéro terme de raideurs croisées du film d'huile.

Bouزيدane et al (2007)[41] a étudié un palier hydrostatique intelligent à quatre patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques. L'idée originale de ce palier est de monter un roulement à billes dans un palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique (Figure 1.25).

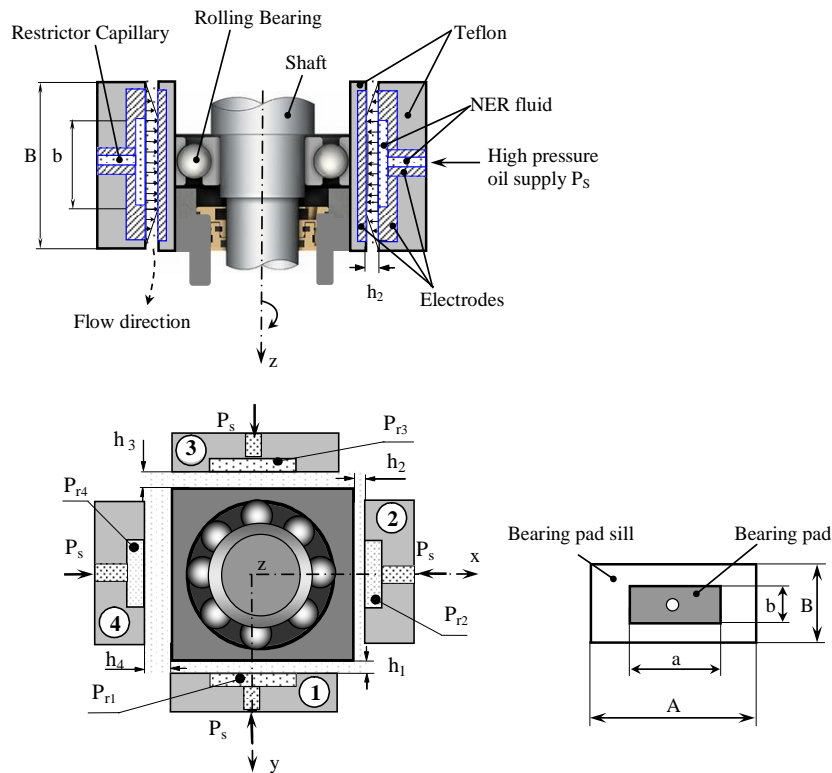


Figure 1.25 : Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique[41].

La rotation de l'arbre est supportée par le roulement, alors que le palier hydrostatique joue le rôle d'un amortisseur visqueux adaptatif. La viscosité est contrôlée en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre. Le mouvement de la bague dans le palier se réduit à un mouvement de translation. Il n'y a pas de rotation entre la bague extérieure du roulement et son logement. Cette solution originale qui consiste à ajouter un palier hydrostatique intelligent alimenté par un fluide électrorhéologique (amortisseur adaptatif) peut être appliquée en certains endroits appropriés de la ligne d'arbre et ainsi faciliter le passage des vitesses critiques incriminées.

Bouzidane a trouvé dans ces études que le coefficient d'amortissement diminue en fonction du champ électrique, et que ce changement dans l'amortissement peut être utilisé pour contrôler les vibrations dans les machines tournantes.

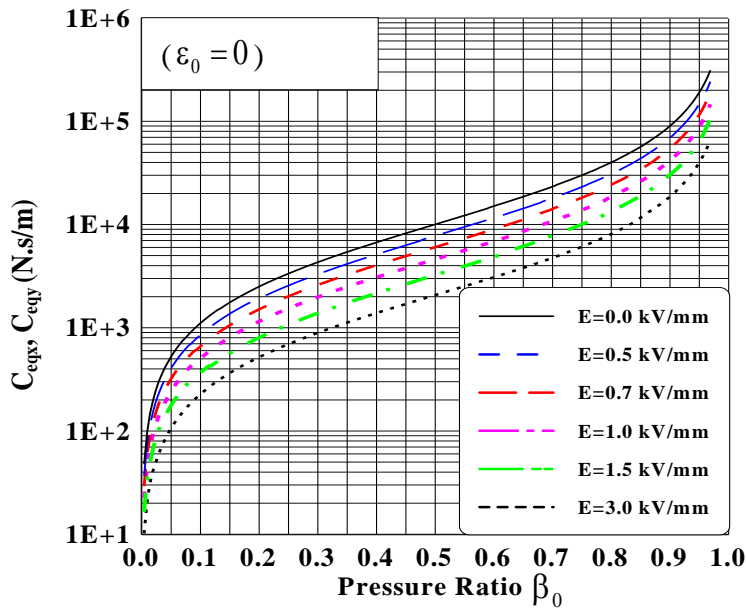


Figure I.26 : Rapport d'amortissement en fonction de la pression équivalent pour différents champs électriques[41].

Ghezali (2016)[43] à étudier numériquement le champ de pression en 3D d'un palier hydrostatique alimenté par des résistance hydrauliques de type orifice(Figure I.27).

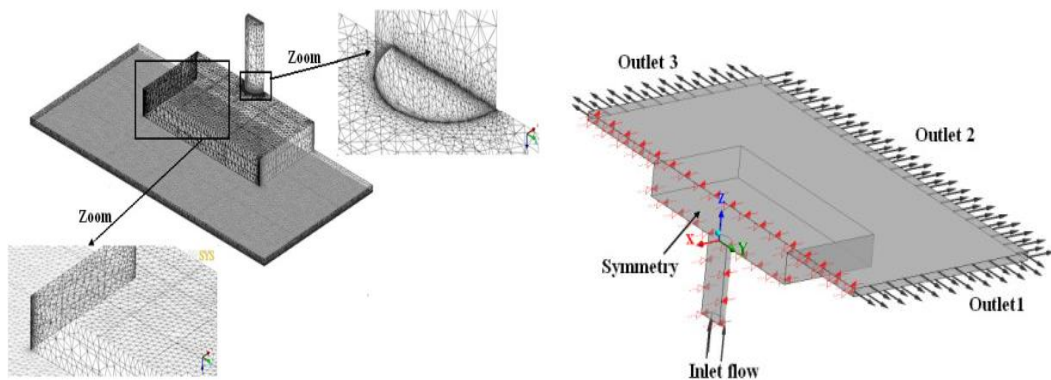


Figure I.27 : Vues en perspective du domaine de calcul réalisées avec ICEM.CFD par Ghezali [43].

Ghezali a trouvé dans ces études que l'augmentation de la pression d'alimentation diminue l'épaisseur du film et augmente le nombre de Reynolds et le coefficient de décharge. Cependant, l'épaisseur du film et le nombre de Reynolds diminuent avec une augmentation de viscosité.

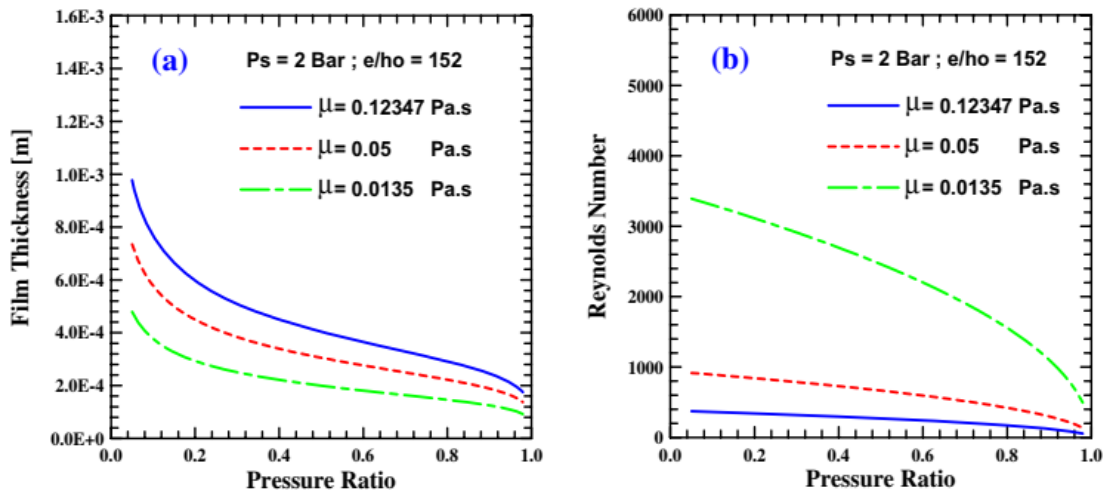


Figure 1.28 :Épaisseur du film, nombre de Reynolds en fonction de la pression pour différentes valeurs de pression d'alimentation prédites à partir de l'équation de Reynolds[43].

Abed [15] à étudier numériquement les effets du champ électrique, le rapport de pression et le rapport de dimensions du patin sur les caractéristiques de performances d'un palier hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologique. Un modèle numérique basé sur la théorie linéaire a été élaboré et présenté(Figure 1.29).

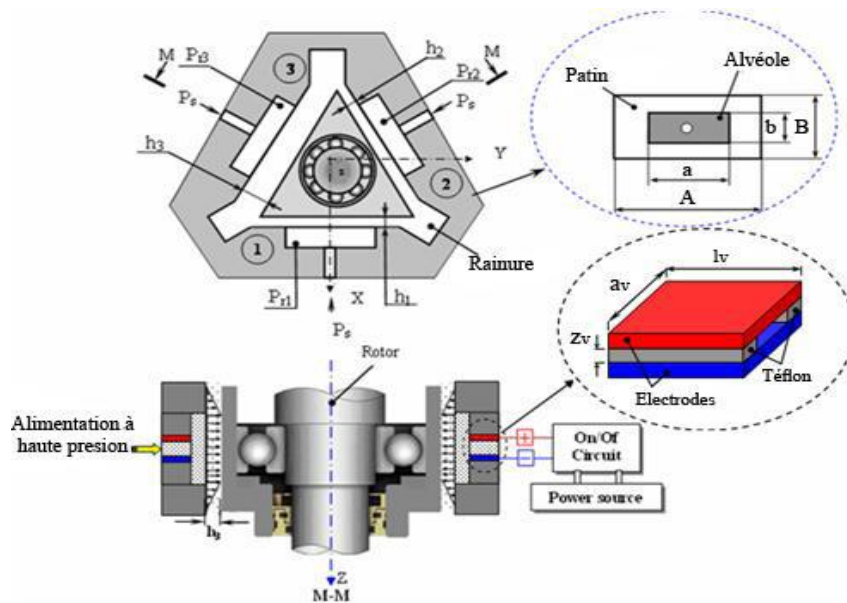


Figure 1.29 : Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologique [15].

La figure I.30 présente les résultats obtenus par Abed concernant les effets du champ électrique et du rapport de pression sur le coefficient de raideur pour un rapport de dimension

$A/B=1$. Cette figure confirme que, pour un zéro champ électrique, le coefficient de raideur a une valeur optimale pour un rapport de pression égale à 0.65. Par ailleurs, le coefficient de raideur diminue en fonction du rapport de pression lorsque le champ électrique est supérieur à 1.5 kV/mm.

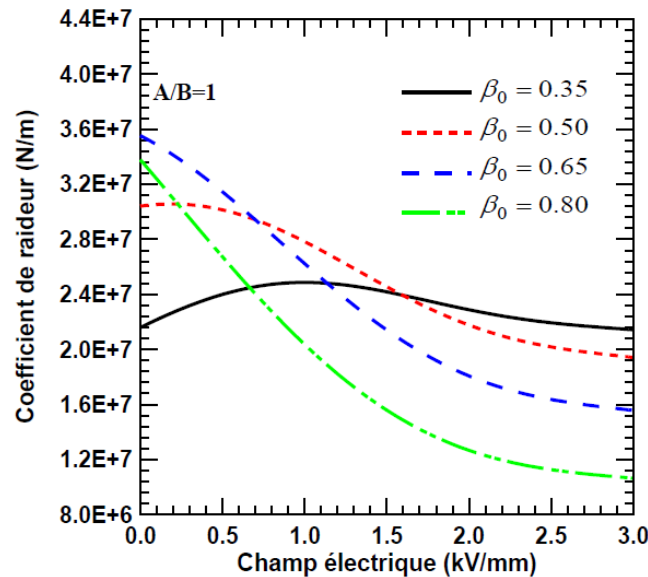


Figure I.30 : Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression [15].

Benariba [45] a présentée une étude numérique les effets des paramètres caractéristiques d'un fluide micropolaire ainsi que l'influence du rapport de pression sur la réponse d'un palier hydrostatique utilisé comme 'hydrostatic squeeze film dampers' composé de quatre patins hydrostatiques, alimentés par un fluide micropolaire à travers des résistances hydrauliques de type capillaire (*Figure I.31*).

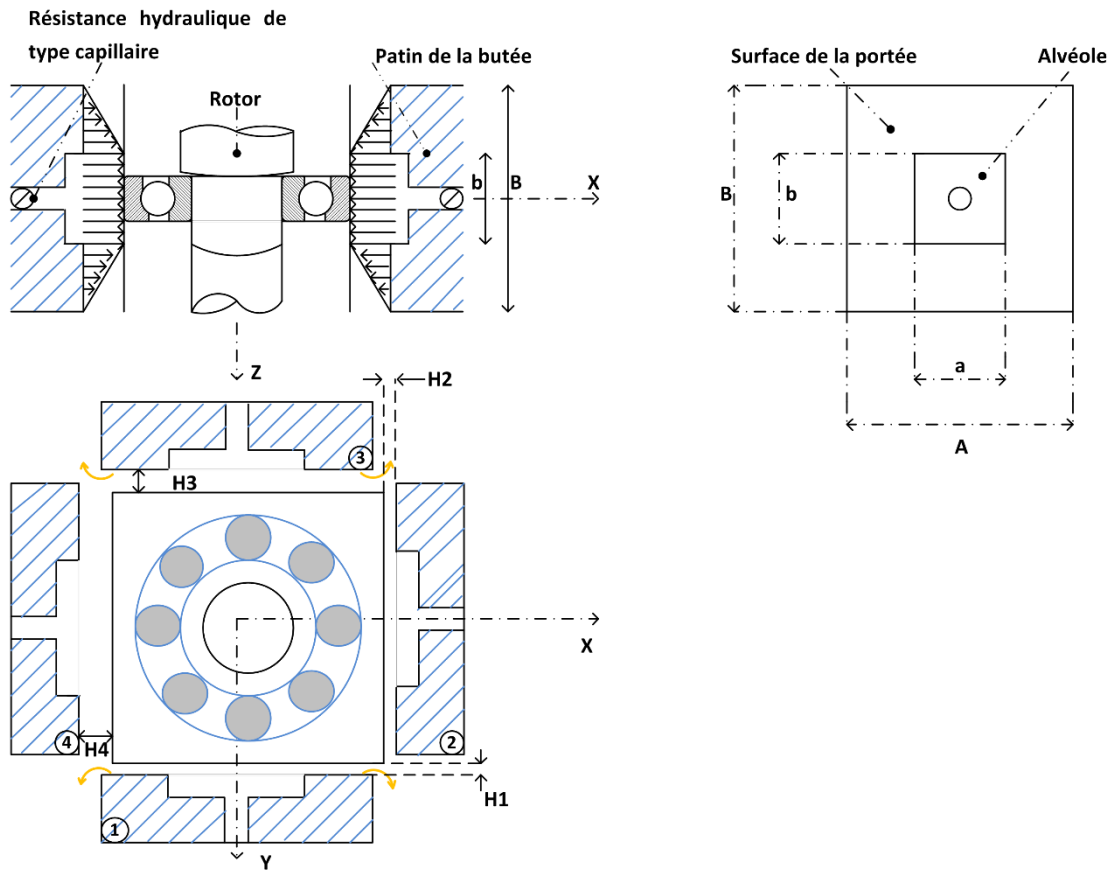


Figure I.31 : Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD) [45].

La figure I.32 présente les variations de la charge portante en fonction du paramètre du fluide micropolaire obtenue par Benariba. Ceci peut être expliqué physiquement cette observation par le fait qu'une augmentation de N^2 signifie des effets de couplage plus forts entre le moment angulaire et linéaire. Cet effet de couplage conduit à une amélioration dans la viscosité effective, et donc à des augmentations de la charge portante.

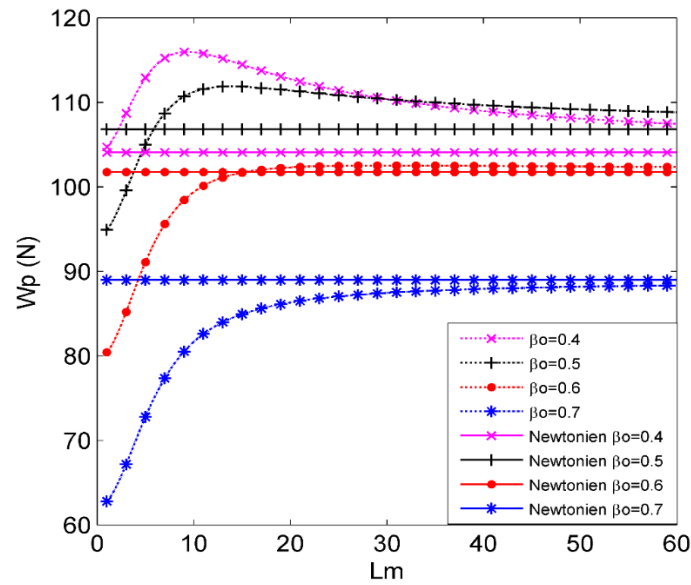


Figure I.32 : Variation de la charge portante W_p en fonction de L_m pour différentes valeurs de β_0 avec $N^2 = 0,5$ [45].

Belgacem [23] a étudié et analysé le comportement dynamique non linéaire d’une ligne d’arbre supportée par paliers ferrofluides à patins hydrostatiques. Deux modèles théoriques (analytique et numérique), basés sur la méthode non-linéaire, ont été développés en utilisant le model Jenkins, afin d’étudier l’effet de la lubrification de nano-fluides sur la réponse vibratoire non-linéaire et les forces transmises d’une ligne d’arbre rigide soumise a des excitations de type balourd (Figure I.33).

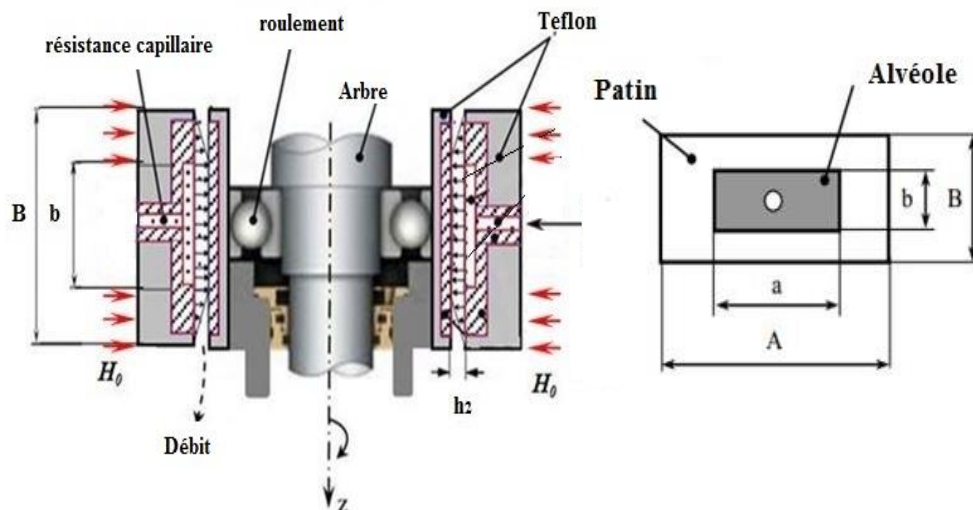


Figure I.33 : Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [23].

La figure I.34, montre les résultats obtenus par Belgacem concernant l'effet de la vitesse de rotation sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins, pour un rapport de pression égal à 0,5 ($\beta_0 = 0,5$). Les courbes montrent que le débit diminue lorsque la valeur du paramètre de Jenkins augmente de 0 à 0,9 particulièrement autour de la vitesse critique lorsque les valeurs de vitesse de rotation est égal à 1000 rpm.

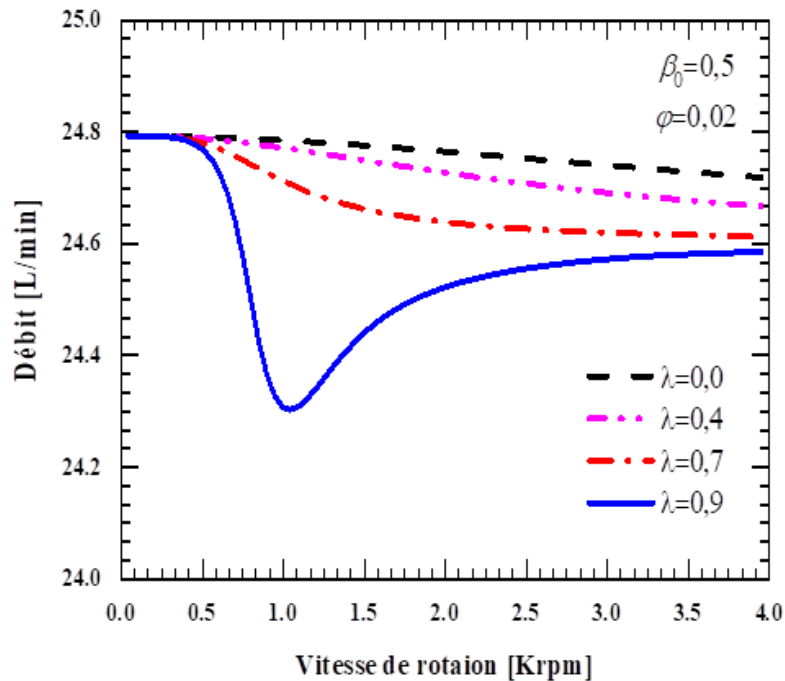


Figure I.34 : Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ [23].

Nemchi [46] a étudié l'influence du régime d'écoulement, rapport de pression et le rapport d'excentricité sur les caractéristiques statiques et dynamiques, d'une configuration plane d'un palier hydrostatique à film amorti (HSFD) à quatre patins chargés entre deux patins alimentés par des résistances hydrauliques de type orifice (Figure I.35).

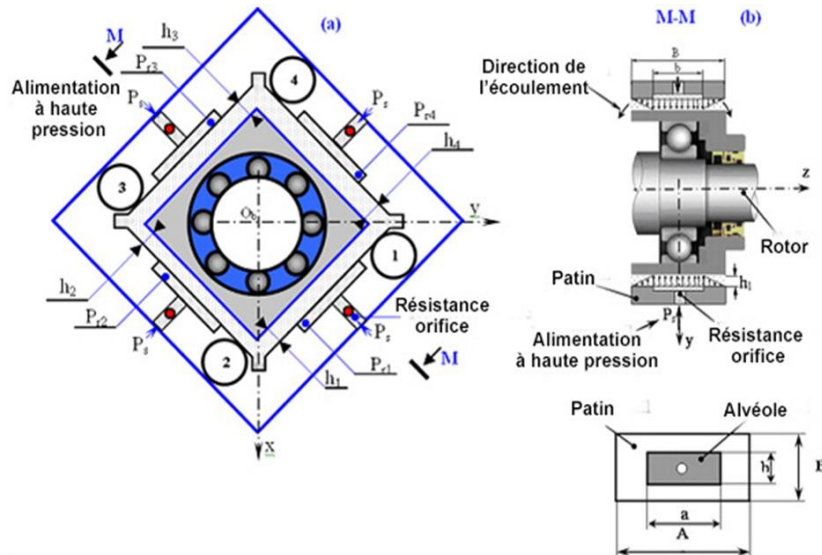


Figure I.35 : (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins
(b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique[46].

L'influence du nombre de Reynolds de Poiseuille sur la pression obtenue par Nemchi est montrée sur la Figure I.36. Cette courbe montre que la pression hydrostatique devient plus évidente lorsque le nombre de Reynolds augmente.

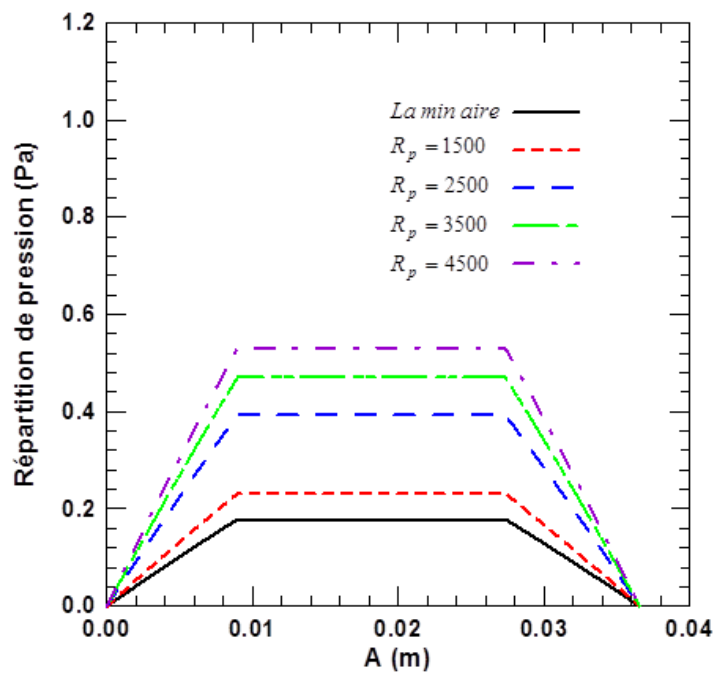


Figure I.36 : Capacité de charge sans dimension en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité[46].

Aboshighiba [47] a étudié la distribution de la pression dans un palier hydrostatique alimenté par une résistance hydraulique de type capillaire en régime turbulent, en tenant compte des effet d'inertie du fluide(*Figure I.37*).

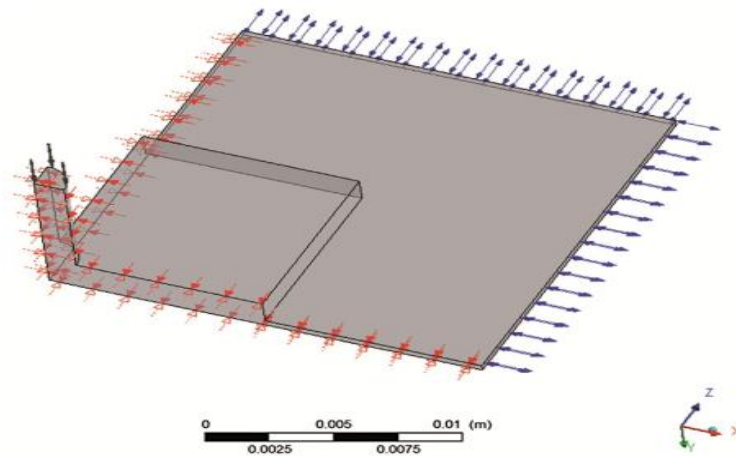


Figure I.37 : Les conditions aux limites (les conditions de symétrie sont indiquées en double flèches opposées rouges) [47].

Les résultats obtenus par Aboshighiba pour le coefficient de raideur en fonction du rapport de pression pour différentes viscosités sont présentés dans la Figure I.38.

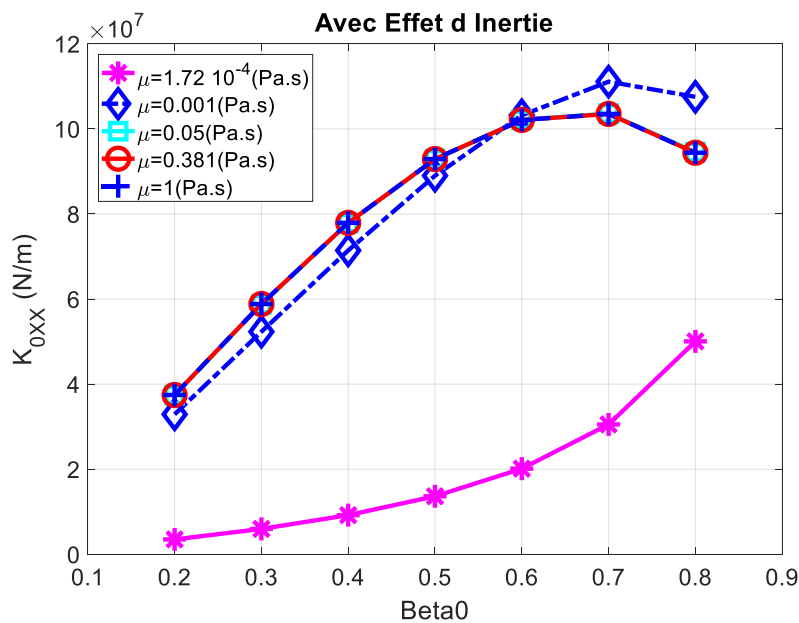


Figure I.38 : Effet de la Viscosité, de l'Inertie et du rapport de pression β_0 sur la raideur linéaire K_{0xx} [47].

Hamou [48]a fait une étude sur un palier hydrostatique à trois patins alimenté par des résistances hydrauliques de type orifice afin d'étudier l'effet de l'excentricité et le rapport de pression sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatique (Figure I.39).

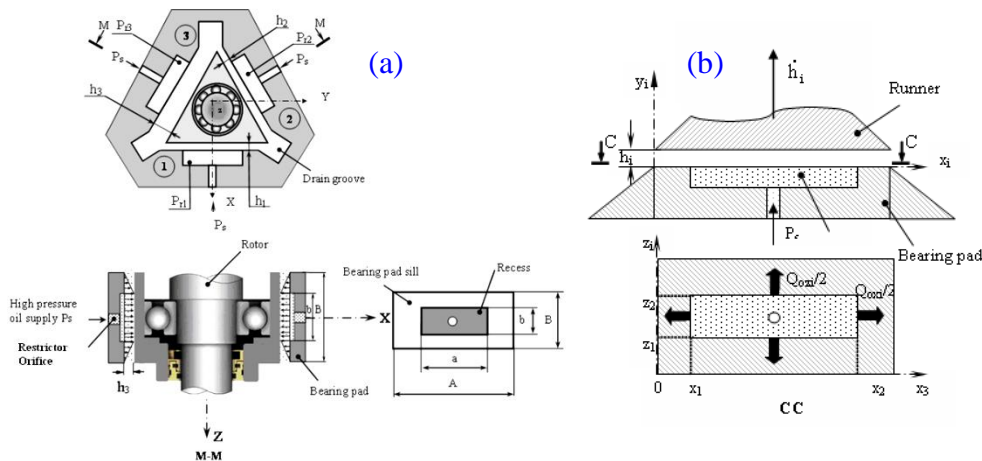


Figure I.39 : (a) Amortisseur à film compressible hydrostatique à trois patins; (b) coussinets hydrostatiques[48].

Les résultats obtenus par Hammou pour le coefficient de raideur en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité sont présentés dans la Figure I.40. Cette figure montre que le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation de l'excentricité.

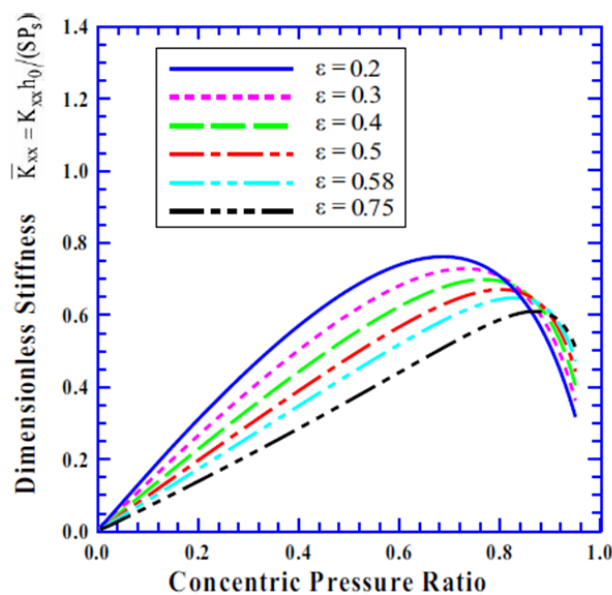


Figure I.40 : Variation de la rigidité sans dimension K_{xx} en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité[48].

I.7. Etat de l'art sur le contrôle semi-actif de vibrations des rotors

Le contrôle semi-actif décrit l'utilisation des fluides intelligents dans les supports de rotors, afin d'atténuer les vibrations et réduire les forces transmises. Le fluide intelligent utilisé dans cette recherche est le fluide électrorhéologique négatif.

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont étudié les fluides intelligents comme lubrifiants pour réduire les vibrations dans les machines tournantes, et les résultats obtenus montrent bien que ce type de contrôle est efficace et intéressant pour l'appliquer dans les machines tournantes fonctionnant avec des vitesses élevées et supportant des charges importantes.

Parmi les recherches dans ce domaine, nous présentons les études suivantes :

Nikolajsen et Hoque (1990) [49] ont été les premiers à appliquer expérimentalement les fluides électrorhéologiques ER pour contrôler les vibrations d'un système de rotor.

Morishita et Mitsui [50](1992) ont étudié expérimentalement un rotor flexible supporté par un film fluide amortisseur en utilisant un fluide électrorhéologique comme lubrifiant. Ils ont trouvé que les vibrations du rotor peuvent être considérablement réduites en contrôlant la capacité d'amortissement, et qu'il existe un amortissement optimal pour chaque mode de vibration.

Tichy [51](1993) a étudié théoriquement le comportement d'un film fluide amortisseur fonctionnant avec un fluide électrorhéologique.

Jung et Choi [52](1995) ont étudié la lubrification d'un film fluide amortisseur court utilisant un fluide électrorhéologique comme lubrifiant. Le fluide électrorhéologique a été modélisé avec le modèle de Bingham. Ils ont constaté que le film fluide amortisseur peut être très efficace pour réduire les vibrations et pour contrôler les vitesses critiques puisque la capacité d'amortissement a montré une amélioration significative.

Ahn et al (1998) [53] ont décrit un contrôlable SFD utilisant un liquide cristallin LC comme un lubrifiant dans les machines tournantes qui peuvent produire des forces d'amortissement anisotropes dans les directions horizontales et verticales.

Nikolakopoulos et Papadopoulos (1998) [54] ont présenté une expérience avec un palier fonctionnant à grande vitesse et lubrifié avec un fluide ER. Ils ont montré que les fluides ER a

un effet important sur les caractéristiques dynamiques du palier fonctionnant à des taux même en utilisant un fluide avec une petite contrainte mécanique.

Gouzhi et al (2000) [55] ont étudié théoriquement et expérimentalement le contrôle des vibrations d'un rotor flexible supporté par un film fluide amortisseur. Ils ont trouvé que l'amortisseur électrorhéologique peut être utilisé pour supprimer l'amplitude de vibration lors de passage des vitesses critiques.

Zhang et al (2005) [56] ont étudié l'effet du champ électrique et de la température circonstance sur les caractéristiques d'un amortisseur électrorhéologique appliqué dans le contrôle des vibrations d'usinage. Leurs résultats expérimentaux ont montré que l'amortisseur électrorhéologique peut effectivement diminuer les vibrations d'usinage.

Kumar et al. (2016) [57] ont développé un (Squeeze Film Dampers) intelligent pour petits rotors (*Figure I.41*).

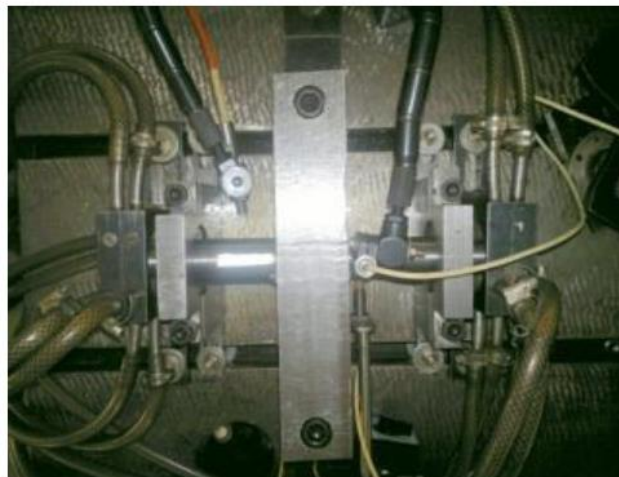


Figure I.41: Etude effectuée par Kumar et al [57].

L'étude de Kumar et al, a montré que l'amortissement fourni par le fluide MR augmente avec l'augmentation du champ magnétique et que l'amplitude des vibrations diminue de 70% aux vitesses critiques.

Irannejad et Ohadi (2017) [58] ont étudié l'analyse vibratoire d'un rotor flexible supporté par un film fluide amortisseur lubrifié par un fluide magnéto-rhéologique. Le palier a été étudié avec l'approximation des paliers courts, et ils ont utilisé la méthode des éléments finis pour l'analyse dynamique du rotor (*Figure I.42*).

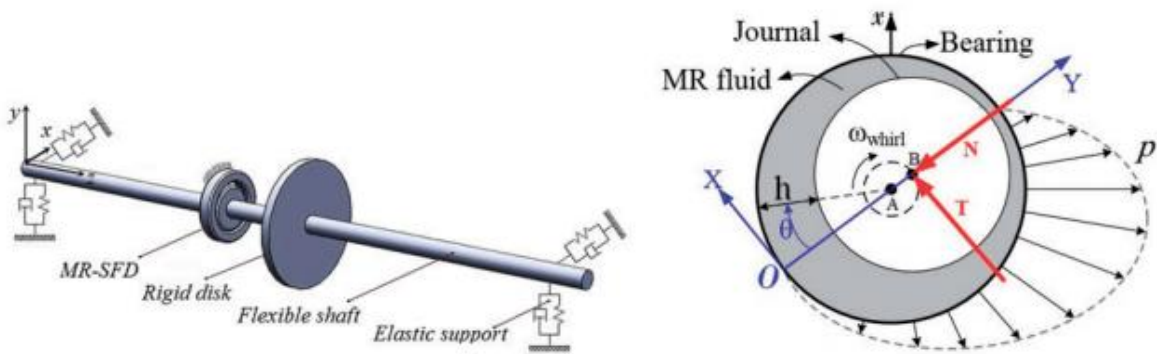


Figure I.42 : Rotor et palier étudiés par Irannejad et Ohadi [58]

Ils ont trouvé dans leur étude que l'utilisation du fluide magnétorhéologique a réduit les vibrations du rotor, comme montré dans la Figure I.43.

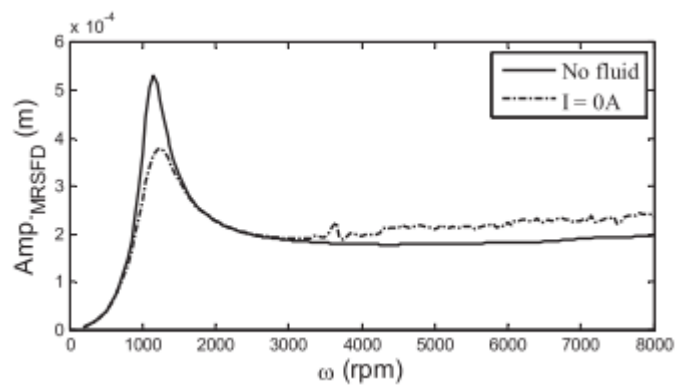


Figure I.43 : Amplitude de vibration en fonction de la vitesse de rotation dans le palier. Résultats obtenus par Irannejad et Ohadi [58]

Olga-Orsalia et al (2017) [59] ont étudié le comportement dynamique d'un rotor monté sur des paliers lubrifiés par un fluide électrorhéologique. La méthode utilisée est la méthode des éléments finis, en tenant compte de l'effet gyroscopique. Ils ont trouvé que ce system intelligent a montré sa capacité de contrôler les vibrations de rotors.

Wang, X et al (2017) [60] ont étudié expérimentalement les coefficients dynamique d'un rotor supporté par un palier à bague flottante lubrifié par un fluide magnétorhéologique, afin d'obtenir des coefficients dynamique améliorés pour réduire les vibrations du rotor. Figure I. 44 montre le palier utilisé et l'expérience du travail.

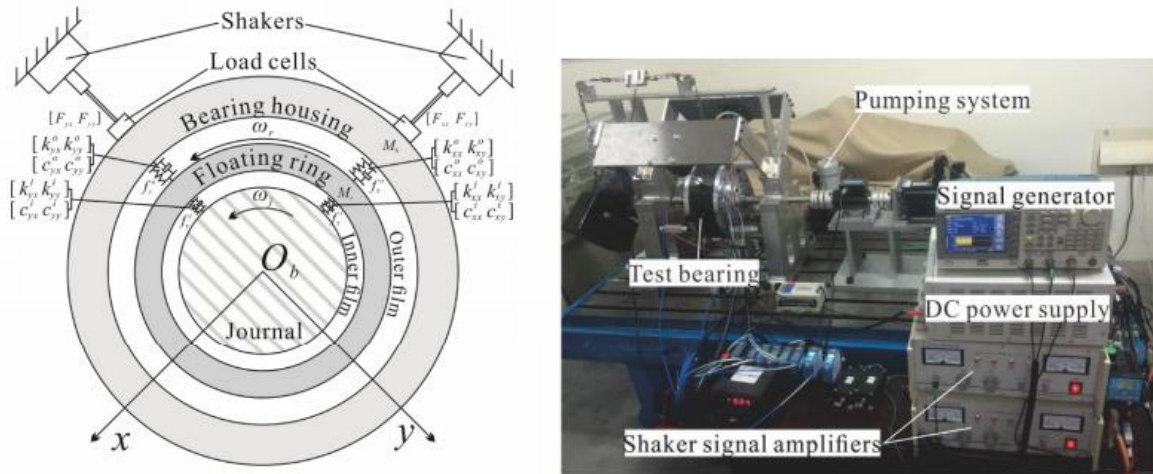


Figure I.44 : Etude effectuée par Wang, X et al [60].

Leurs résultats montrent qu'il est possible de contrôler les coefficients dynamiques avec l'utilisation du champ magnétique appliqué sur un fluide électrorhéologique. Figure I.45 illustrent les résultats trouvés par Wang, X et al.

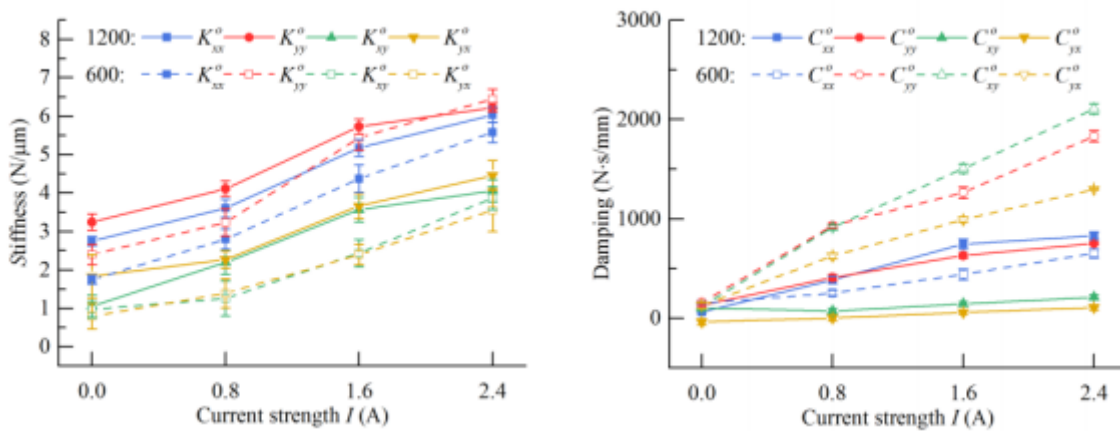


Figure I.45 : Coefficients d'amortissement et de raideur en fonction du champ appliqué pour deux vitesses de rotation, résultats obtenus par Wang, X et al [60].

Zapom et al (2017)[61] ont étudié le contrôle des vibrations du rotor par un amortisseur à film squeeze avec un fluide magnétorhéologique (MRF) pour la suppression des vibrations des rotors rigides.

Satish et Chandra (2017)[62] ont traité l'étude théorique relative à l'influence de la lubrification par fluide électrorhéologique avec palier texturé sur les performances du palier à

tourillon hybride à plusieurs lobes (trois lobes). Pour l'analyse numérique, le modèle de Bingham continu a été utilisé pour dériver le modèle de l'équation de Reynold modifié. La méthode des éléments finis a été utilisée pour obtenir les caractéristiques statiques et dynamiques du palier (*Figure I.46*).

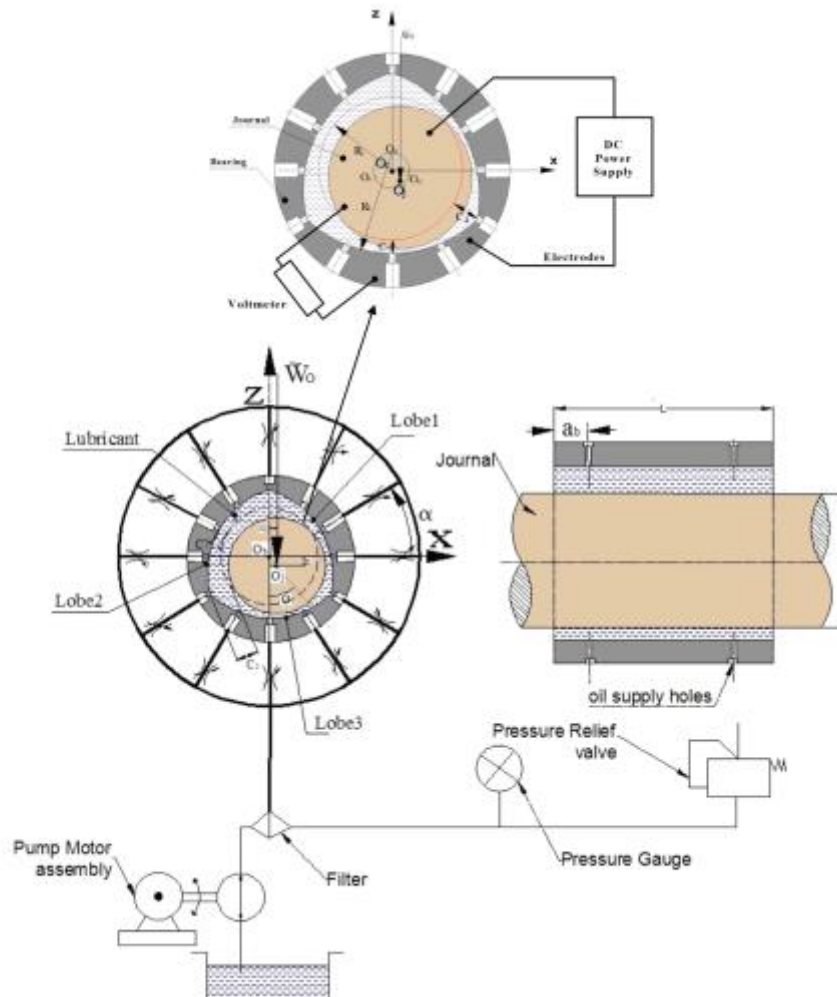


Figure I.46 : palier à tourillon hybride à plusieurs lobes étudiés par Satish et Chandra[62].

Leurs résultats montrent que l'influence du champ électrique sur les performances du palier est observée comme étant plus significative pour la valeur de champ électrique entre les tensions $V= 400$ et 1200 V (*Figure I.47*).

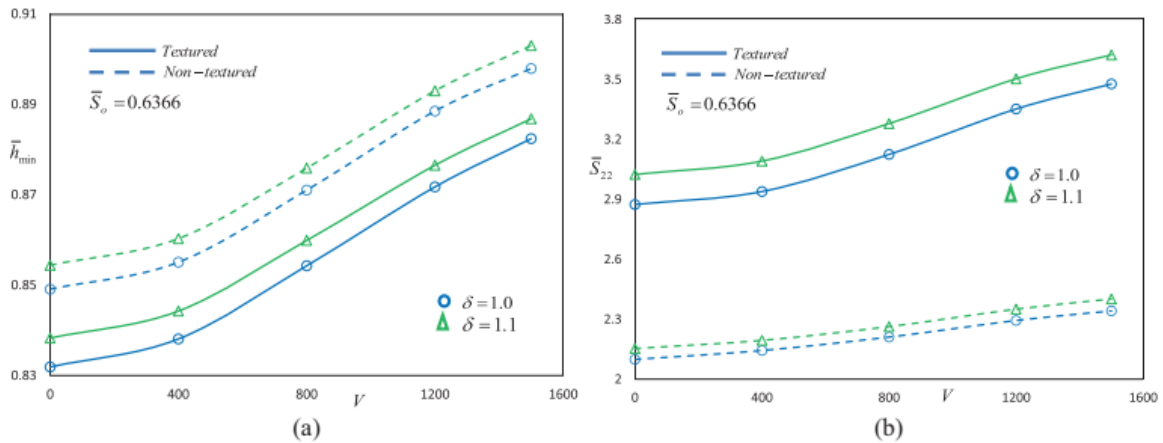


Figure I.47: Résultats obtenus par Satish et Chandra[62].

Mutra et Srinivas (2019) [63] ont fait des études sur le contrôle de vibrations des rotors supportés par des paliers à roulements à billes flottants, lubrifiés un fluide électrorhéologique. Ils ont utilisé dans leur simulation la méthode des éléments finis avec l'effet gyroscopique et la non linéarité des forces de palier. Le fluide électrorhéologique a été étudié en utilisant le modèle de Bingham (Figure I.48) et (Figure I.49).

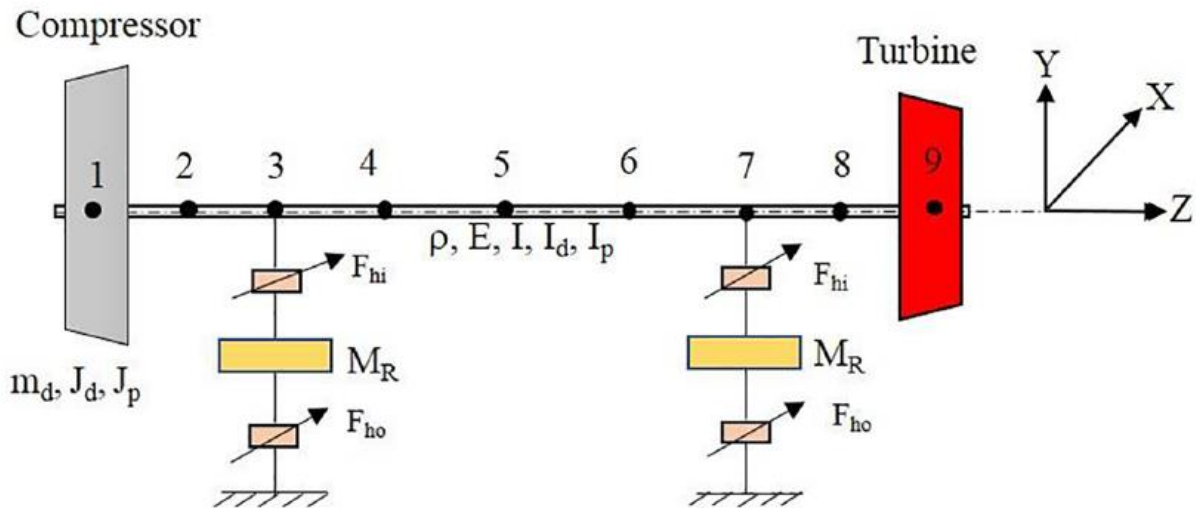


Figure I.48 : Cas étudié par Mutra et Srinivas [63].

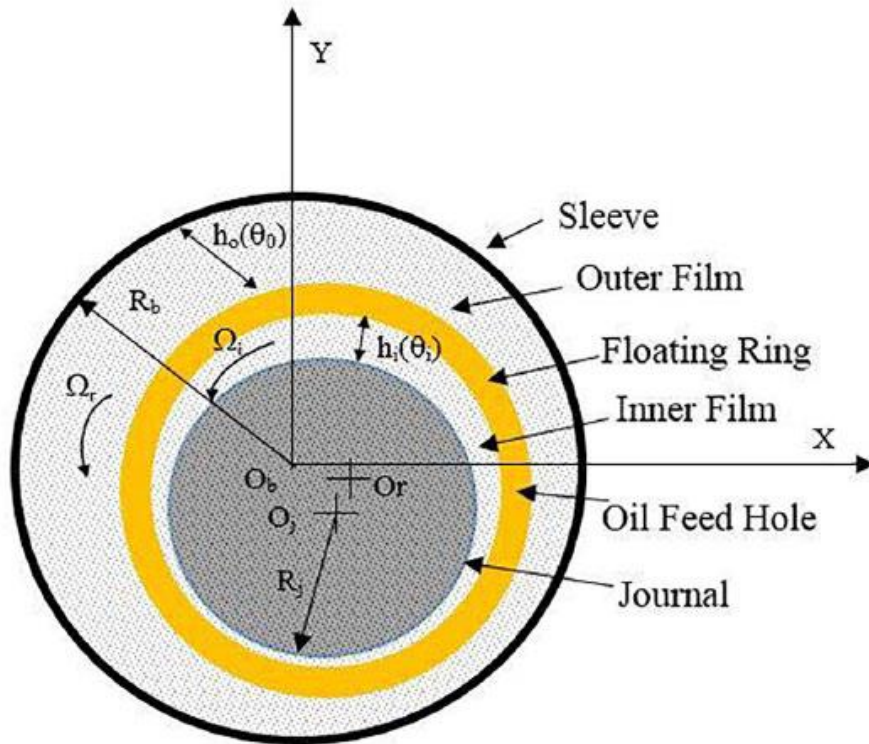


Figure I.49 : Palier à roulement lubrifié étudié par Mutra et Srinivas [63].

Leur étude a montré que l'utilisation des fluides électrorhéologiques pour contrôler les vibrations est efficace, où la Figure I.50 montre que l'amplitude de vibration a diminué en fonction de l'application du champ électrique.

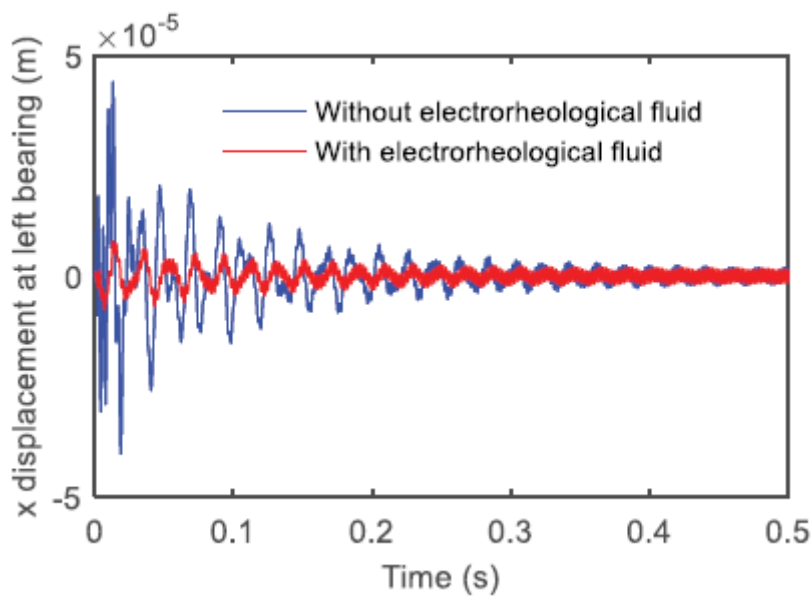


Figure I.50 : Résultats obtenus par Mutra et Srinivas [63].

Lampaert et van Ostayen (2019) [64] ont étudié expérimentalement un palier hydrostatique lubrifié par une fluide magnétorhéologique. La méthode de l'application du champ magnétique dans le patin hydrostatique est montrée dans la Figure I.51

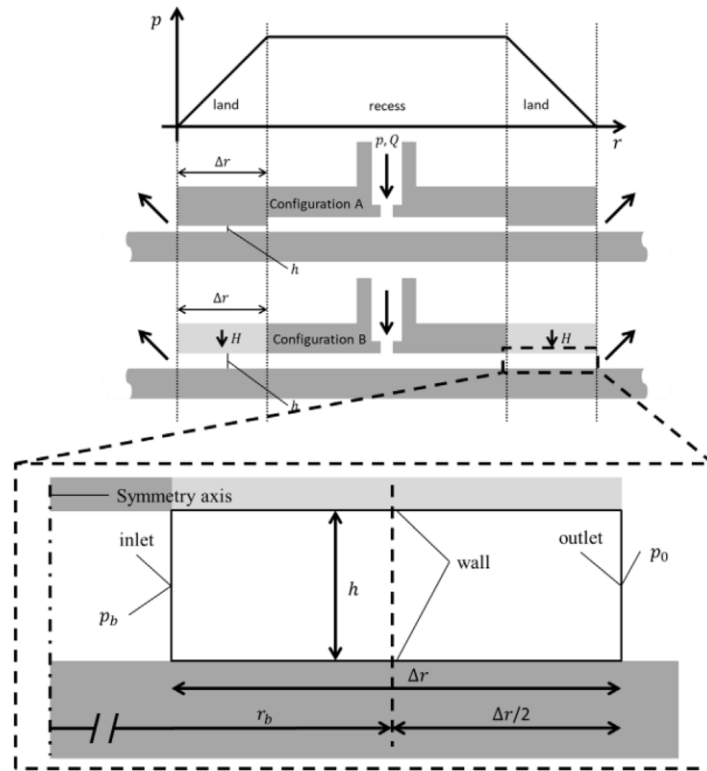


Figure I.51 : Patin hydrostatique lubrifié par un fluide MR avec l'application du champ électrique [64].

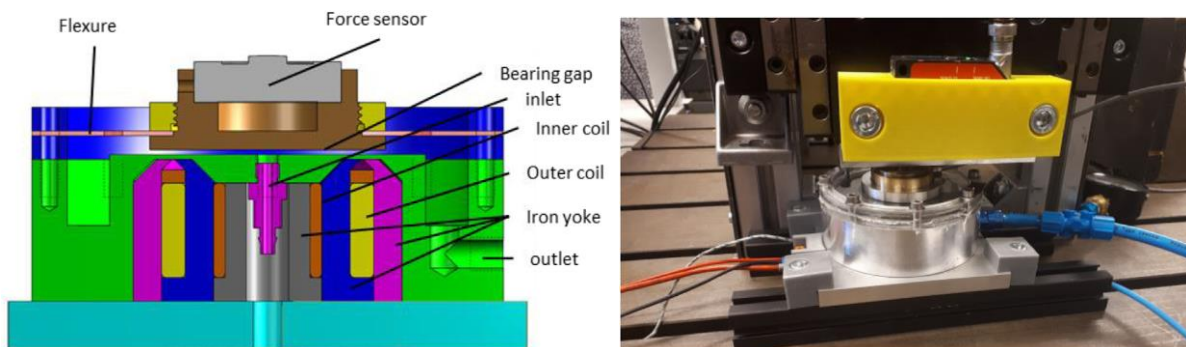


Figure I.52 : Etude expérimentale fait par Lampaert et van Ostayen [64].

Rkabi et al. (2019) [65] ont étudié l'application d'élastomères électrorhéologiques (ER) intelligents dans la dynamique du rotor pour réduire les vibrations d'un système de rotor(Figure I.53).

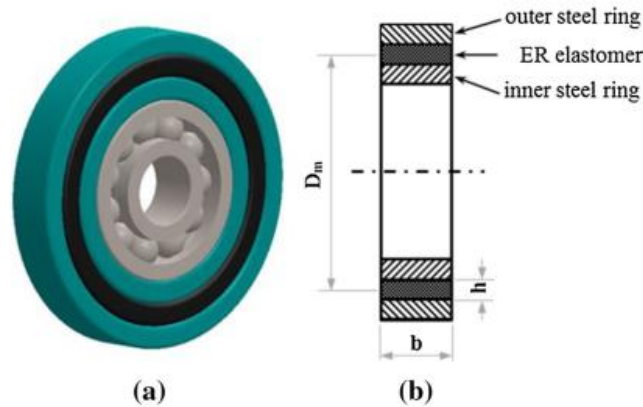


Figure I.53 : Elastomère ER dans un palier lisse conventionnel[65].

Ils ont constaté que les résultats révèlent que l'utilisation de l'élastomère ER dans les paliers lisses conventionnels conduit à une rétrogradation des vitesses critiques et à une réduction considérable de l'amplitude de vibration correspondante (**Figure I.54**).

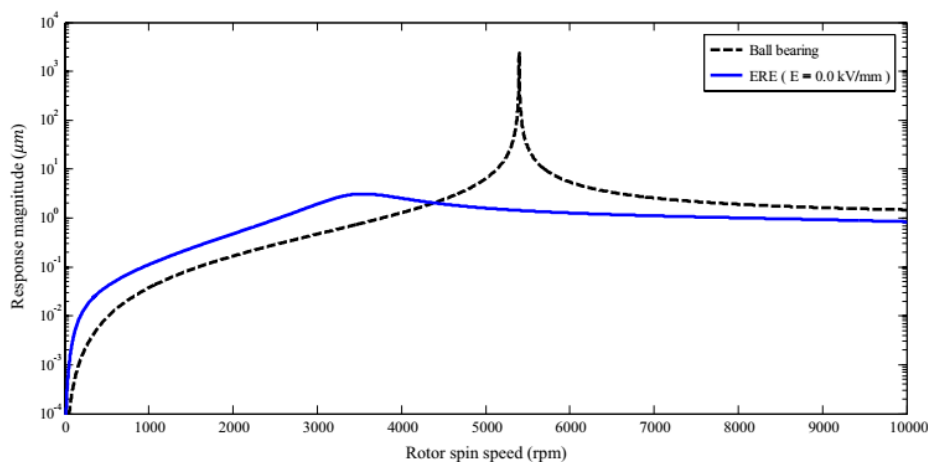


Figure I.54: Résultats obtenus par Rkabi et al[65].

I.8. Objectif de travail

L'objectif de cette thèse de doctorat porte sur l'étude de l'influence de valves électrorhéologiques sur le comportement dynamique linéaire et non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée sur paliers fluides à patins hydrostatiques.

Deux études ont été faites dans ce travail. La première étude concerne une étude non-linéaire d'un rotor rigide monté sur des paliers hydrostatiques, en utilisant la méthode

numérique. Tandis que dans la deuxième étude, un rotor flexible monté sur des paliers hydrostatiques est étudié dans le régime transitoire.

Les résultats obtenus dans ce travail ont montré que l'application du champ électrique dans la valve électrorhéologique a un effet important sur l'amplitude de vibration et les forces transmises, où ils diminuent significativement avec l'augmentation du champ électrique.

I.9. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une étude bibliographique sur la dynamique des rotors, les paliers hydrostatiques, et les fluides électrorhéologiques.

Le chapitre est divisé en cinq parties. Nous avons commencé par la définition de la dynamique des rotors et son objectif. Dans la deuxième partie, nous avons présenté les paliers hydrostatiques, leur principe de fonctionnement et les configurations existant. Nous avons passé par la suite à une recherche bibliographique sur les fluides électrorhéologiques, en présentant les types de ces fluides, et le mécanisme de fonctionnement de ces fluides. Les derniers points concernent l'état de l'art sur les paliers hydrostatiques et le contrôle de vibrations par les fluides intelligents.

En terminant cette étude bibliographique par l'objectif de cette thèse de doctorat.

CHAPITRE II***Etude numérique d'un rotor rigide monté sur un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électro-rhéologiques*****II.1. Introduction**

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'étude du comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur deux paliers fluides à patins hydrostatiques contrôlés et alimentés à travers trois valves électro-rhéologiques. Ce nouveau palier hydrostatique intelligent à patins hydrostatiques est proposé pour contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises spécialement lors de passage de vitesses critiques. L'emploi de ce type de paliers ("SHFD : Smart Hydrostatic Squeeze Film Dampers") constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations des rotors. L'objectif principal de ce chapitre porte principalement sur l'étude de l'influence de valves électro-rhéologiques sur le comportement dynamique linéaire et non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée sur paliers fluides à patins hydrostatiques en régimes permanent.

Pour cela, nous avons développé deux modèles mathématiques : un modèle linéaire et modèle non linéaire. En effet, la solution exacte du système rotor-paliers est très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée du système d'équation du comportement dynamique du rotor en utilisant des méthodes itératives non linéaire à pas variable et la résolution de l'équation de Reynolds relative à chaque patin pour déterminer les forces hydrostatiques supportant l'arbre tournant (rotor).

II.2. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents

Sur la figure II.1 [44], nous avons schématisé une ligne d'arbre rigide guidée et montée sur un palier fluide à patins hydrostatiques contrôlés et alimentés à travers trois valves électrorhéologiques identiques de géométrie et de mode de fonctionnement. Chaque valve est alimentée par un fluide électrorhéologique négatif sous pression (P_s) à partir d'une pompe externe.

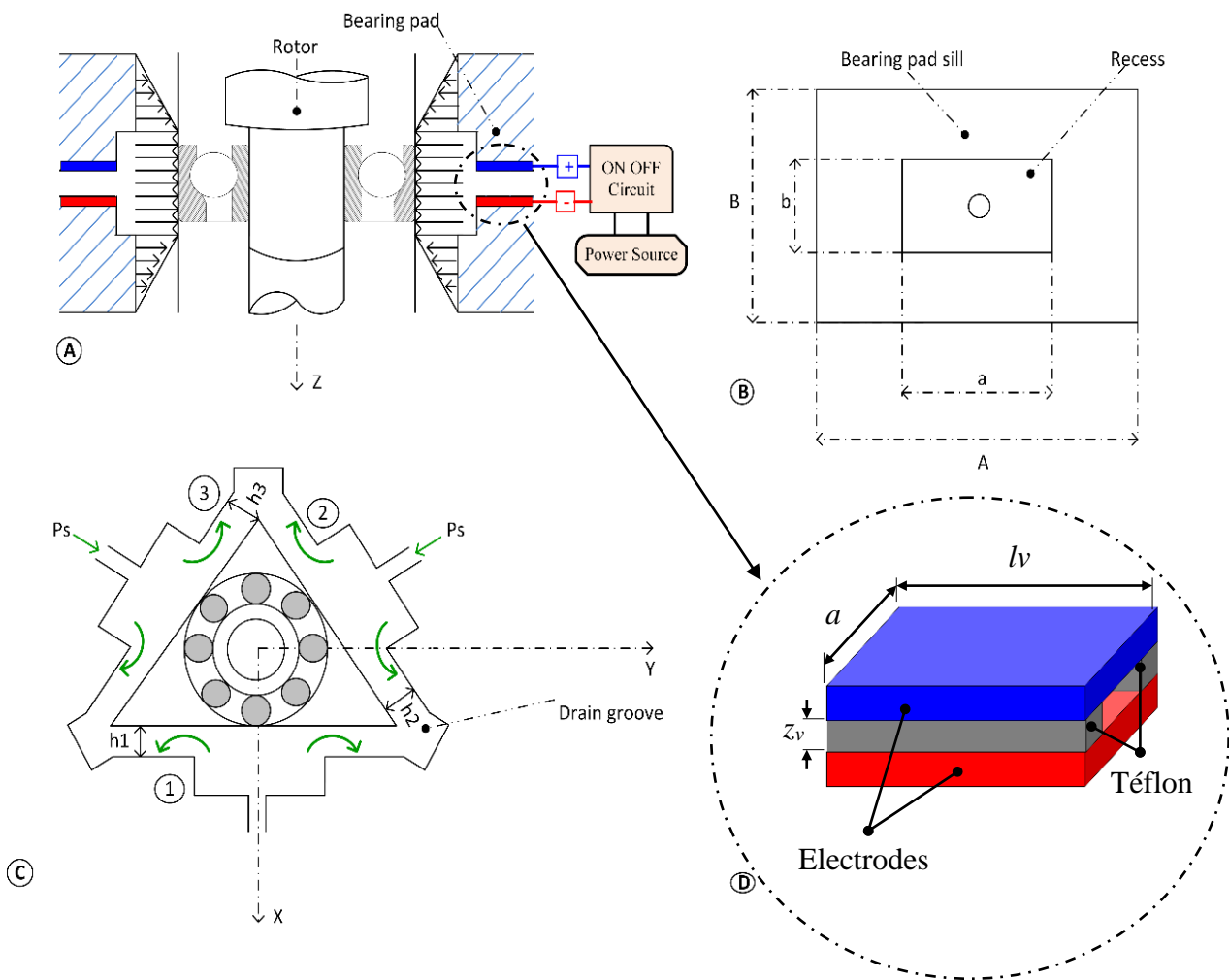


Figure II.1 : Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques[44].[66]

II.2.1. Valve électrorhéologique

La valve électrorhéologique, comme représentée dans la figure II.1, est composée d'une paire d'électrodes plates et un isolant (Téflon). Notons que a_v , l_v et z_v représentent les dimensions de la valve électrorhéologique.

- Les électrodes de chaque valve électrorhéologique sont fixes.
- La valve est conçue selon le mode d'écoulement. Dans ce mode, les caractéristiques d'écoulement telles que la vitesse et la pression sont contrôlées à l'aide de la variation du champ électrique appliqué.
- Une source d'énergie est nécessaire pour générer un champ électrique avec un contrôle On/Off du champ électrique en régime de fonctionnement.
- Le champ électrique appliqué induit une séparation du fluide en deux phases adjacentes de fraction volumique haute et basse sous l'action du champ sur les particules chargées qui se déplacent vers une électrode, et par conséquent, la viscosité apparente peut être réduite de 0.3 à 0.0609 par une tension variant de 0 à 3 kV/mm [38].

II.3. Calcul d'un palier hydrostatique

Le calcul des caractéristiques d'un palier hydrostatique à trois patins peut être effectué de deux manières différentes :

- Soit en considérant le palier comme un ensemble indissociable ;
- Soit en considérant le palier comme la juxtaposition de trois patins hydrostatiques, qui par assemblage, constituent le palier hydrostatique. Dans ce cas, le calcul des caractéristiques de chaque patin se fait successivement.

Nous allons utiliser la seconde méthode car elle est couramment utilisée.

Elle nous permet de réduire les dimensions de programme de calcul, mais impose la connaissance de la pression dans l'alvéole et les pressions aux extrémités libres au niveau de chaque patin.

Le calcul des caractéristiques du palier revient donc, au calcul des caractéristiques de trois patins hydrostatiques partielles dont l'étude est analogue à celle d'un patin hydrostatique.

II.4. Modélisation d'un patin hydrostatique :

II.4.1. Equation de Reynolds

Le calcul de la répartition de pression relatif à chaque patin hydrostatique $P_i(x_i, z_i, t)$ peut être gouverné par la résolution de l'équation de Reynolds en utilisant des différentes méthodes numériques comme celle de la méthode des différences finies centrées qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration où analytique représenté dans le cas d'hypothèse particulière d'un patin infiniment long.

Afin de connaître le champ de pression relatif à chaque patin constituant le palier hydrostatique, nous considérons qu'il n'existe pas de glissement entre le fluide et les parois. Dans ce cas, les conditions aux limites associées au champ de vitesse seront comme suit : (*Figure II.2*) :

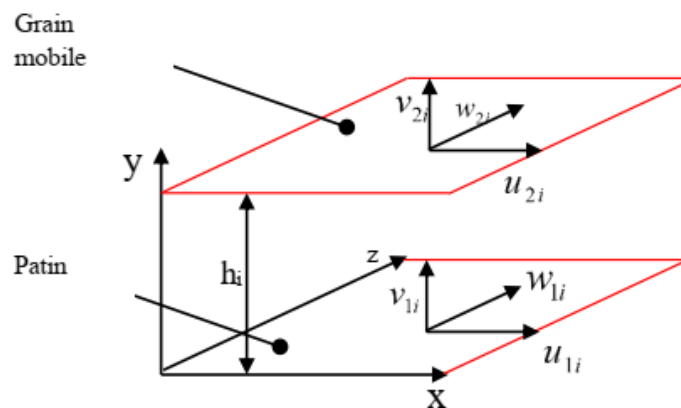


Figure II.2 : Conditions aux limites associées au champ de vitesse d'un patin hydrostatique.

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

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

Où :

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

U_{2i} ; V_{2i} et W_{2i} Sont respectivement les vitesses de surface du grain mobile relatives au patin à simple n°i dans les directions X, Y et Z.

En tenant compte aux conditions aux limites présentées ci-dessus (**Figure.II.2**), l'équation de Reynolds, pour un fluide incompressible, laminaire, iso visqueux et sans inertie, peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial z_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial z_i} \right) = 12 \frac{\mu_{ERO}}{h_i^3} \dot{h}_i \quad (2.1)$$

Où :

$$0 \leq x_i \leq A \text{ et } 0 \leq z_i \leq B ;$$

P_i est le champ de pression hydrostatique pour chaque patin ;

h_i est l'épaisseur du film pour chaque patin hydrostatique ;

\dot{h}_i est la vitesse d'écrasement pour chaque patin hydrostatique ;

μ_{ERO} est la viscosité du fluide électrorhéologique pour un champ électrique $E=0$ kV/mm.

Il est supposé que les surfaces du grain mobile ne soient pas autorisées à avoir une inclinaison où un défaut d'alignement pendant le fonctionnement suite aux moments résistant du champ de pression. Pour cette raison, les termes $\partial h_i / \partial x_i$ et $\partial h_i / \partial z_i$ ont été ignorés de l'équation 2.1.

II.4.2. Conditions aux limites

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

- La profondeur d'alvéole est considéré comme très profonde ;
- À la limite externe, les pressions relatives à chaque nœud de domaine d'intégration sont considérées nulles ;

- La pression dans l'alvéole relative à chaque est considérée constante et égale à la pression P_{ii} ;
- Prendre soin de cavitation de films, la pression négative est mise à zéro lors du processus interactif ;
- Le débit sortant est égal au débit entrant.

II.4.3. Calcul du champ de pression

Le champ de pression est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds en utilisant des méthodes numériques telle que la méthode des différences finies centrées. C'est la méthode la plus utilisée pour les problèmes d'ingénierie puisqu'elle est simple à mettre en œuvre. Cette méthode consiste à discrétiser le domaine d'intégration et à remplacer l'équation aux dérivées partielles par un système linéaire.

II.4.4. Charge portante

La charge portante relative à chaque patin hydrostatique est obtenue à partir de l'intégrale double du champ de pression suivant la surface du patin.

$$W_{pi} = \int_s P_i dS = \int_0^A \int_0^B P_i dx dy \quad (2.2)$$

Où S est la surface de contact et, dS est un élément de surface.

II.4.5. Débit de lubrifiant

a. Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux du vecteur de vitesse à travers une surface perpendiculaire au film.

$$Q_{si} = Q_{xi}^- + Q_{xi}^+ + Q_{zi}^- + Q_{zi}^+ \quad (2.3)$$

En raison de la symétrie du domaine d'intégration relative à chaque patin, le débit sortant peut être écrit comme suit :

$$Q_{si} = 2(Q_{xi}^- + Q_{zi}^-) \quad (2.4)$$

Suivant l'axe x
$$Q_{xi}^- = \int_0^A dx \int_0^{h_i} u_{xi} dy; u_{xi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y - h_i)y \quad (2.5)$$

Suivant l'axe z
$$Q_{zi}^- = \int_0^B dz \int_0^{h_i} u_{zi} dy; u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y - h_i)y \quad (2.6)$$

Où : Q_{xi}^- et Q_{zi}^- sont les débits sortant de chaque patin hydrostatique suivant x_i et z_i respectivement ; u_{xi} et u_{zi} sont les vitesses d'écoulement pour chaque patin hydrostatique suivant x et y respectivement (*Figure II.3*).

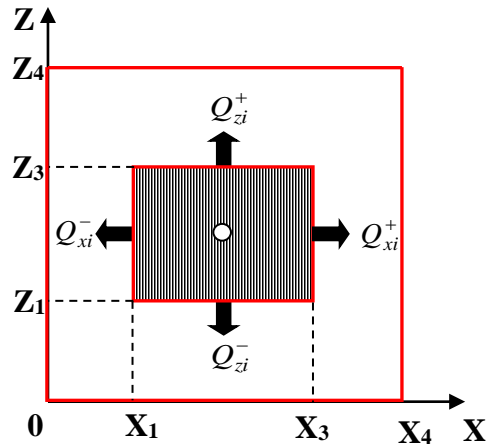


Figure II.3 : Débit sortant de l'alvéole.

b. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

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

$$Q_{vi} = S_a \dot{h}_i \quad (2.7)$$

c. Débit de lubrifiant total

Le débit total nécessaire pour le palier hydrostatique :

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 Q_{si} \quad (2.8)$$

$$Q_{si} = Q_{xi} + Q_{zi} + Q_{vi} \quad (2.9)$$

d. Débit de la valve électrorhéologique

Le débit du fluide intelligent à travers la valve électrorhéologique est exprimé comme suit :

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12l_v \mu_{ER}} (P_s - P_{ri}) \quad (2.10)$$

Où a_v , l_v et Z_v sont les dimensions de la valve électrorhéologique, μ_{ER} est la viscosité du fluide électrorhéologique (*Figure II.4*).

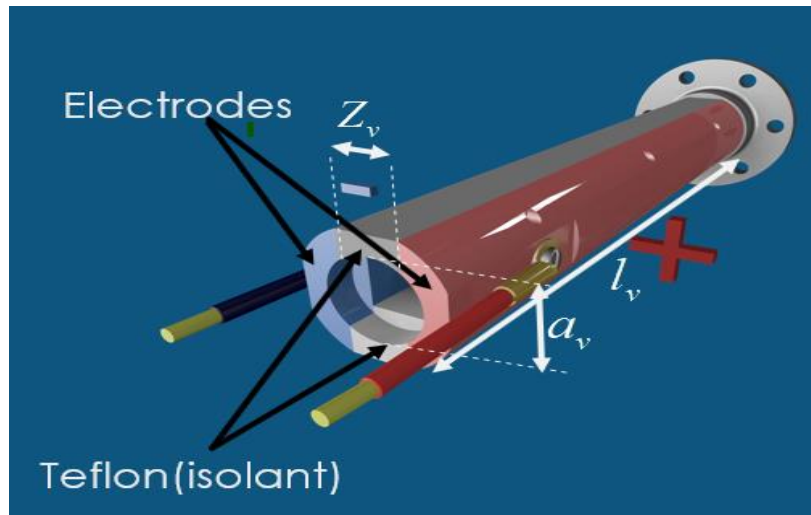


Figure II.4 : Schématisation de la valve électrorhéologique.

II.4.6. Pression d'alvéole

La pression d'alvéole est obtenue en résolvant l'équation de la conservation du débit volumique (Equation. 2.11). Le calcul peut être effectué par des méthodes itératives (à savoir la méthode de la sécante).

$$Q_{ERvi} = Q_{si} \quad (2.11)$$

II.5. Caractéristiques dynamiques

Une étude linéaire est faite en supposant que l'arbre est parfaitement rigide et en se limitant aux petits déplacements au voisinage d'une position d'équilibre statique, pour cela on doit passer par deux étapes :

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre de l'arbre à l'intérieur du patin sous une charge extérieure ;

- Une analyse dynamique pour linéariser les forces hydrostatiques du palier au voisinage de la position d'équilibre statique O appliquées sur le rotor ;

Cette analyse linéaire du comportement de film fluide du palier fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par des coefficients de raideur et d'amortissement (*Figure II.5*).

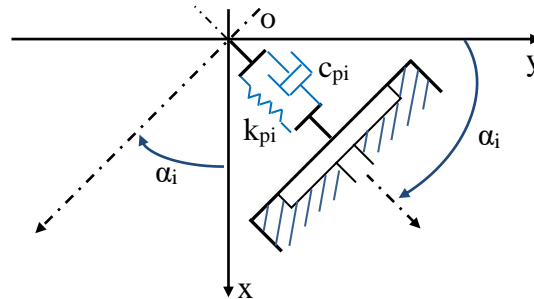


Figure II.5 : Schématisation de la raideur et l'amortissement pour un patin hydrostatique.

La détermination de ces coefficients permet de [30]:

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

II.5.1. Coefficients dynamiques d'un patin hydrostatique

Le calcul des coefficients dynamiques se fait par une méthode de petits déplacements et vitesses de déplacements. Si on impose un petit déplacement x_1 et une petite vitesse de déplacement \dot{x}_1 au voisinage de la position d'équilibre statique (x_0, y_0) colinéaire à l'axe (o, x) , on peut écrire [30]:

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) = W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) + x_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0 + \dot{x}_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0 + \dots \quad (2.12)$$

En se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (2.12) comme suit :

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) = -K_{p1}x_1 - C_{p1}\dot{x}_1 \quad (2.13)$$

Les coefficients K_{p1} et C_{p1} représentent les coefficients de raideur et d'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant du patin hydrostatique n°1, au voisinage du point d'équilibre statique. Ils sont obtenus après identification des équations (2.12) et (2.13) comme suit[30]:

$$K_{p1} = - \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} \right)_0 \quad (2.14)$$

$$C_{p1} = - \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0 \quad (2.15)$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement sont calculés en utilisant la méthode de différentiation numérique où les dérivées partielles sont calculées numériquement.

L'application de cette méthode passe par les étapes suivantes :

- Recherche de la position d'équilibre statique caractérisée par (x_0, y_0) ;
- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} \right)_0$, l'équation est résolue pour la position du centre du grain mobile défini par : $\left(x_1 = \Delta x_0, y_1 = 0, \dot{x}_1 = 0, \dot{y}_1 = 0 \right)$

L'intégration du champ de pression permet de calculer W_{p1} en cette position, donc :

$$K_{p1} = - \frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} = - \frac{W_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (2.16)$$

- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0$, L'équation est résolue pour position définie par:

$$\left(x_1 = 0, y_1 = 0, \dot{x}_1 \neq 0, \dot{y}_1 = 0 \right), \text{ donc :}$$

$$C_{p1} = - \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = - \frac{W_{p1}\left(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0\right) - W_{p1}\left(x_0, y_0, 0, 0\right)}{\dot{x}_1} \quad (2.17)$$

II.5.2. Coefficients dynamiques équivalents

Les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents peuvent être obtenus comme suit [35], [67] :

$$[K_p] = \sum_{i=1}^{i=3} K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

$$[C_p] = \sum_{i=1}^{i=3} C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

II.6. Modélisation du système palier à patin-rotor

Afin d'étudier l'ensemble des éléments constituant la ligne d'arbre rigide montée et guidée dans deux paliers à trois patins, un modèle numérique a été développé. Pour cela, nous avons considéré que :

- Le palier à roulement est parfaitement rigide ;
- L'alvéole suffisamment profonde pour que la pression y soit constante dans l'alvéole ;
- L'arbre est infiniment rigide (non déformable) et monté verticalement de façon symétrie ;
- La présence des rainures entre chaque patin et son voisin, et l'absence de la courbure, assurent l'élimination de toute interaction entre les patins (*Figure II.6*).

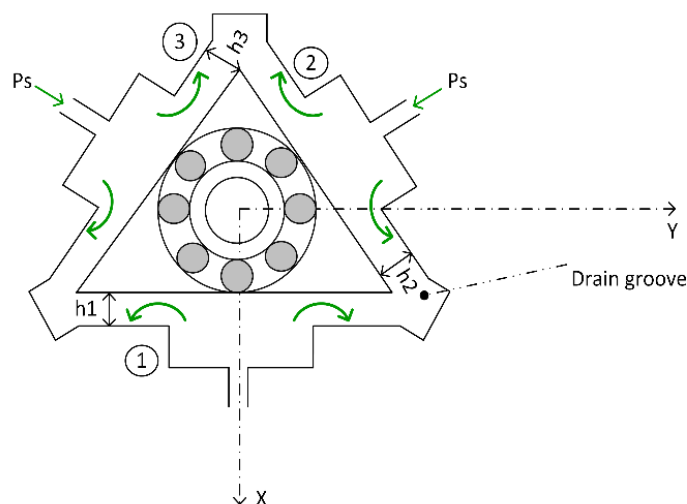


Figure II.6 : Le palier hydrostatique à trois patins plans

II.6.1. Equilibre statique :

Comme étant l'arbre est monté verticalement, l'équilibre statique des forces extérieures se traduit par :

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_x = 0 \\ \sum \vec{F}_y = 0 \end{cases} \quad (2.20)$$

II.6.2. Equilibre dynamique :

D'après le principe fondamental de la dynamique, le système d'équation du mouvement d'une ligne d'arbre rigide, soumis à des excitations de type balourd (*Figure II.7*), et s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_x = M\ddot{x} \\ \sum \vec{F}_y = M\ddot{y} \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\begin{cases} M\ddot{x} = F_x + Me_x\omega^2 \cos \omega t \\ M\ddot{y} = F_y + Me_y\omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.22)$$

Avec :

$$\begin{cases} F_x = (F_2 + F_3) \sin \pi/6 - F_1 \\ F_y = (F_3 - F_2) \cos \pi/6 \end{cases} \quad (2.23)$$

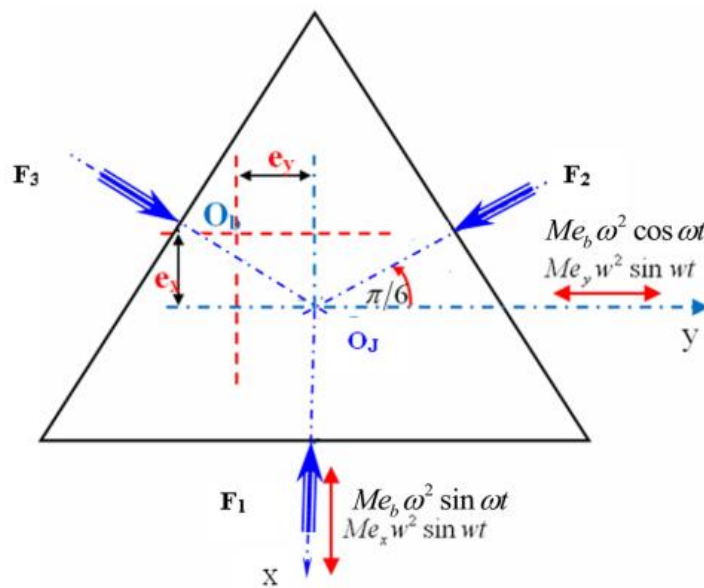


Figure II.7 : les charges dynamiques du palier hydrostatique à trois patins plans

Les équations (2.23) peuvent aussi être exprimées par :

$$\begin{cases} F_x = \left(W(h_2, \dot{h}_2) + W(h_3, \dot{h}_3) \right) \cdot \left(\sin \frac{\pi}{6} \right) - W(h_1, \dot{h}_1) \\ F_y = \left(W(h_3, \dot{h}_3) - W(h_2, \dot{h}_2) \right) \cdot \left(\cos \frac{\pi}{6} \right) \end{cases} \quad (2.24)$$

Contrairement à un palier à géométrie circulaire, la configuration du palier à patin hydrostatique plat présente un système d'équations découplées.

Il est à noter que les épaisseurs du film instantanées relatives à chaque patin hydrostatique, $h_i(t) = h_i$, sont exprimées en fonction de h_0 , x et y (*Figure II.8*).

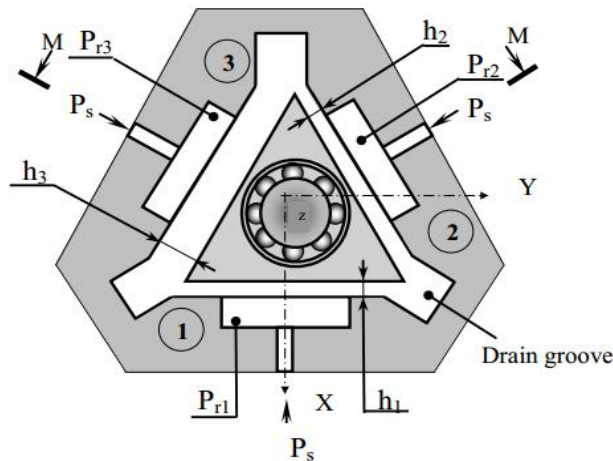


Figure II.8 : Palier hydrostatique à trois patins

Soit h_0 l'épaisseur du film en position centrée :

L'épaisseur du film du patin hydrostatique n°1 :

$$h_1 = h_0 - x_1^* \quad (2.25)$$

L'épaisseur du film du patin hydrostatique n°2 :

$$h_2 = h_0 - x_2^* \quad (2.26)$$

L'épaisseur du film du patin hydrostatique n°3 :

$$h_3 = h_0 - x_3^* \quad (2.27)$$

Où x_1^* , x_2^* et x_3^* sont obtenus d'après la *figure II.9* comme suit :

$$\begin{cases} x_1^* = x \\ x_2^* = -x \cos(\pi/6) + y \sin(\pi/6) \\ x_3^* = -x \cos(\pi/6) - y \sin(\pi/6) \end{cases} \quad (2.28)$$

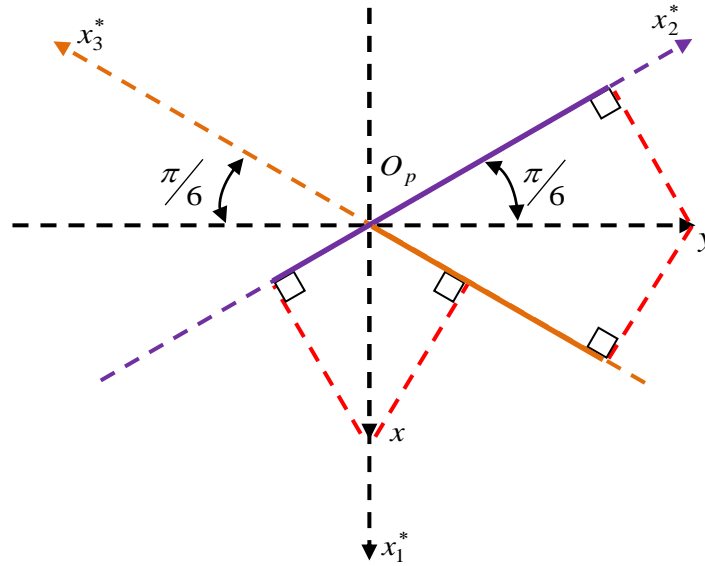


Figure II.9 : Système d'axe de l'épaisseur du film.

Les vitesses d'écrasement relative à chaque patin hydrostatique sont obtenues comme suit

(Figure II.9) :

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \frac{dh_1}{dt} = -\dot{x} \\ \dot{h}_2 = \frac{dh_2}{dt} = \dot{x} \cos(\pi/6) - \dot{y} \sin(\pi/6) \\ \dot{h}_3 = \frac{dh_3}{dt} = \dot{x} \cos(\pi/6) + \dot{y} \sin(\pi/6) \end{cases} \quad (2.29)$$

Les résultantes des forces hydrostatiques générées par le fluide sont obtenues en fonction des épaisseurs du film mince et des vitesses relatives à chaque patin (Figure II.9):

$$F_x = f(h_1, h_2, h_3, \dot{h}_1, \dot{h}_2, \dot{h}_3), F_y = f(h_2, h_3, \dot{h}_2, \dot{h}_3)$$

Ce sont deux équations différentielles ordinaires du deuxième ordre avec x et y comme fonctions inconnues et t comme variable indépendante, l'expression de la force générée par le fluide n'est pas donnée analytiquement ou de façon explicite. De plus, elle dépend des épaisseurs du film ainsi que de leurs vitesses d'écrasement. Par conséquent, les équations sont non-linéaires et impossibles à résoudre analytiquement.

Les deux équations découplées sont résolues par la méthode de Newmark grâce à son caractère de stabilité. La procédure itérative de résolution sera comme suit : on exprime le déplacement et la vitesse en fonction de l'accélération en utilisant les formules de la méthode de Newmark.

L'accélération devient donc la nouvelle inconnue. De manière itérative on cherche la racine de la nouvelle équation :

$$\begin{cases} \dot{x}^{k+1} = x^k + \Delta t \dot{x}^k + \frac{\Delta t^2}{2} [(1-2\beta)\ddot{x}^k + 2\beta\ddot{x}^{k+1}] \\ \dot{x}^{k+1} = \dot{x}^k + \Delta t [(1-\gamma)\ddot{x}^k + \gamma\ddot{x}^{k+1}] \\ \ddot{x}^{k+1} = (F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t) / M \end{cases} \quad (2.30)$$

Et :

$$\begin{cases} y^{k+1} = y^k + \Delta t \dot{y}^k + \frac{\Delta t^2}{2} [(1-2\beta)\ddot{y}^k + 2\beta\ddot{y}^{k+1}] \\ \dot{y}^{k+1} = \dot{y}^k + \Delta t [(1-\gamma)\ddot{y}^k + \gamma\ddot{y}^{k+1}] \\ \ddot{y}^{k+1} = (F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t) / M \end{cases} \quad (2.31)$$

Où β et γ sont des constantes permettant de modifier le schéma numérique. Le plus souvent, $\beta = 1/4$ et $\gamma = 1/2$. Le schéma est alors inconditionnellement stable. Toutefois, ce schéma étant à pas simple, il peut rencontrer des difficultés lorsque le problème est trop raide ou à des singularités.

II.7. Résultats et discussions

Dans cette section, nous allons présenter l'étude de l'effet de la valve électrorhéologique sur le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre rigide à des excitations de type balourd, montée dans deux paliers à trois patins hydrostatiques. Pour cela, deux modèles mathématiques ont été effectués : un modèle linéaire considéré seulement pour des faibles balourds et un modèle non linéaire considéré pour des faibles et forts balourds. Notons que les patins sont alimentés par un fluide électrorhéologique négatif étudié par (Boissy et al., 1995)[38]. La variation de viscosité du fluide électrorhéologique négatif en fonction du champ électrique est présentée dans la figure II.10. Selon leurs résultats expérimentaux (également rapportés dans le **tableau II .1**), la relation de la viscosité du fluide par rapport au champ électrique est interpolée par la relation polynomiale, équation (2.32) :

E (kV/mm)	0	0.5	0.7	1	1.5	3
μ (Pa.s)	0.3	0.23	0.18	0.137	0.099	0.0609

Tableau II.1 : *Fluide électrorhéologique négatif : Viscosité par rapport au champ électrique (Boissy et al., 1995).*

$$\mu_{ER} = a_3 E^3 + a_2 E^2 + a_1 E + a_0 \quad (2.32)$$

$$\text{Où : } a_3 = -8.410^{-12}; a_2 = 7.410^{-8}; a_1 = -2.2610^{-4}; a_0 = 0.3$$

Le calcul non linéaire est basé sur la résolution simultanée itérative pas à pas du système d'équation du mouvement et des forces non linéaires des forces hydrostatiques obtenues en intégrant l'équation de Reynolds. Notons que les forces hydrostatiques obtenues à l'aide du modèle linéaires par les équations (2.36)

Il est à noter que les résultats non linéaires présentés par les amplitudes adimensionnelles de vibration de rotor et les forces transmises aux bâtis sont obtenus en utilisant la transformée de Fourier rapide, FFT.

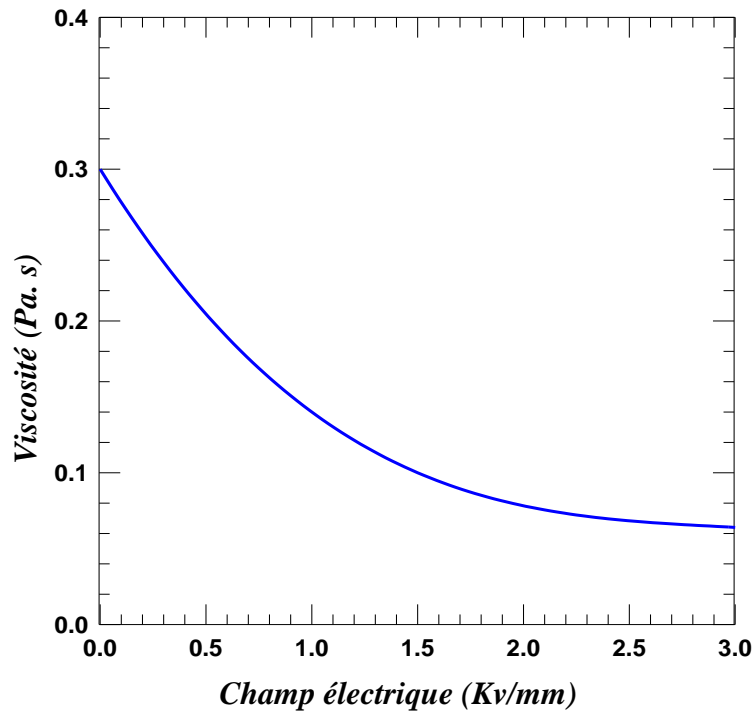


Figure II.10 : Viscosité du fluide électrorhéologique négatif en fonction du champ électrique.

Les paramètres utilisés dans les simulations numériques sont présentés dans le **tableau II.2**

Paramètres	SI
La surface du patin hydrostatique : $S_b = A \times B$	$29.58 \times 10^{-6} \text{m}^2$
Le rapport de dimensions : $a/A=b/B$	0.5
La pression d'alimentation : P_s	8 MPa
La longueur de la valve électrorhéologique : l_v	0.01 m
La largeur de la valve électrorhéologique : a_v	0.012 m
L'épaisseur du film de la valve : z_v	0.00025m
La masse de rotor : M	40 Kg

Tableau II.2 : Paramètres de simulation.

II.7.1. Validation du modèle numérique

Afin de valider le modèle numérique non linéaire, nous avons présenté les résultats comparatifs de la réponse vibratoire du rotor et ceux des forces transmises obtenus à l'aide des modèles linéaire et non linéaire pour différentes valeurs du champ électrique dans la figure II.11. Cette figure montre que les résultats obtenus par le calcul non linéaire, dans le cas de petit balourd avec un rapport d'excentricité dynamique égal à $\varepsilon_b = 0.05$ ($\varepsilon_b = e_b / h_0$), sont en bon concordance avec ceux obtenus par le calcul linéaire avec une erreur inférieure de 8.68% pour la réponse vibratoire et 6.59 % pour les forces transmises.

Notons que les réponses vibratoires du model linéaire sont obtenus analytiquement en utilisant les équations suivantes :

- Les réponses temporelles dans les directions x et y :

$$x(t) = |X| \cos(\omega t); y(t) = |Y| \sin(\omega t) \quad (2.34)$$

Où :

$$|X| = \frac{\varepsilon_b h_0 r_x^2}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2 \zeta_x r_x)^2}}; |Y| = \frac{\varepsilon_b h_0 r_y^2}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2 \zeta_y r_y)^2}}$$

- L'amplitude de la réponse vibration adimensionnelle :

$$A = \sqrt{X^2 + Y^2} / h_0 \quad (2.35)$$

- Les forces transmises causées par une excentricité déséquilibrée dans les directions x- et y- :

$$F_{tx}(t) = F_b |T_{rx}| \cos(\omega t); F_{ty}(t) = F_b |T_{ry}| \sin(\omega t)$$

Où :

$$|T_{rx}| = \sqrt{\frac{1 + (2 \zeta_x r_x)^2}{(1-r_x^2)^2 + (2 \zeta_x r_x)^2}}; |T_{ry}| = \sqrt{\frac{1 + (2 \zeta_y r_y)^2}{(1-r_y^2)^2 + (2 \zeta_y r_y)^2}} \quad (2.36)$$

$$r_x = \frac{\omega}{\omega_{nx}}; \zeta_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{MK_{eqx}}}; r_y = \frac{\omega}{\omega_{ny}}; \zeta_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{MK_{eqy}}}; F_b = m e \omega^2$$

- L'amplitude de la force transmise :

$$F_{tr} = F_b \sqrt{T_{rx}^2 + T_{ry}^2} \tag{2.37}$$

E 0 kV/mm		E 3 kV/mm	
$C_{eqx} = C_{eqy}$	K_{eqx} et K_{eqy}	$C_{eqx} = C_{eqy}$	K_{eqx} et K_{eqy}
[N /m.s]	[N /m]	[N /m.s]	[N /m]
9.06E03	1.44E07	6.75E03	4.3E06

Tableau II.3 : Coefficients de rigidité et d'amortissement pour $\beta=0.75$.

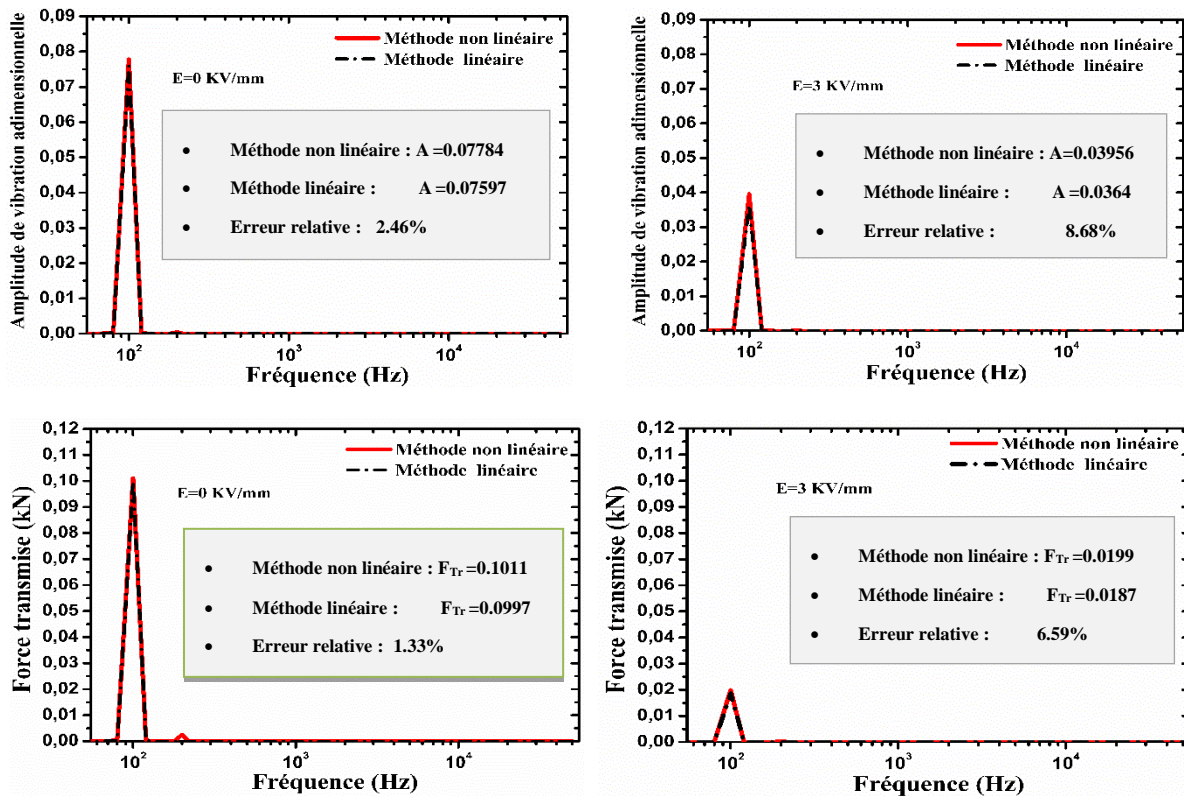


Figure II.11 : Comparaison des modèles analytiques et numériques non linéaires.

II.7.2. Analyse de l'amplitude des vibrations

La figure II.12 présente l'influence du champ électrique sur la réponse vibratoire de l'arbre tournant obtenu à l'aide de la transformée de Fourier rapide FFT, pour différentes valeurs d'excentricité à la fréquence de rotation égal à 100 Hz. Cette figure montre clairement que l'amplitude de vibration augmente avec le rapport d'excentricité. Il est à noter que l'augmentation du champ électrique de 0 à 3 kV/mm réduit les amplitudes vibratoires, même à des rapports d'excentricité élevé. Ceux-ci peuvent être expliqués par l'effet des

caractéristiques dynamiques du film fluide obtenus lorsque le champ électrique est appliqué suite aux diminutions de la viscosité (**Tableau II.1**) (Abed et al, 2017). Les réponses vibratoires des spectres FFT de la **figure II.12** présente deux harmoniques : la première à la fréquence de rotation ($f_0=100$ Hz) qui est dominante, et une seconde à 200 HZ (deux fois la vitesse de rotation).

Le **tableau II.4** illustre l'effet du rapport d'excentricité dynamique dû au balourd sur le taux de la réduction de l'amplitude de réponse vibratoire adimensionnelle et les forces transmises en pourcentage pour deux valeurs du champ électrique : $E=0$ et 3 kV/mm. Les résultats du tableau II.4 ont été déduits à partir des figures 13 et 14. Le taux de réduction est calculé comme la différence entre l'amplitude maximale de vibration à 0 kV/mm et l'amplitude réduite à 3 kV/mm. Les résultats présentés dans le tableau II.4 montrent clairement que lorsqu'on applique un champ électrique égal à 3 kV/mm, le taux de la réduction de l'amplitude de réponse vibratoire adimensionnelle et les forces transmises, augmente lorsque le rapport d'excentricité dynamique diminue (faible balourd). On remarque également, à la deuxième harmonique de vitesse de rotation, une réduction de 77.44 % de l'amplitude de réponse vibratoire et de 77.22 % des forces transmis à $\varepsilon = 0.1$, lorsque le champ électrique égale à 3kV/mm. Il faut noter que le taux de réduction des amplitudes de forces transmises est plus important que l'amplitude des vibrations. Notons qu'à la fréquence de rotation, le taux est passé de 76,68 % à $\varepsilon = 0.1$ au 63,53 % à $\varepsilon = 0.4$. Cependant, à la deuxième harmonique, le taux de réduction des forces transmissibles est passé de 77,44% à $\varepsilon = 0.1$ au 60,51% à $\varepsilon = 0.4$.

La **figure II.13** montre les effets de champ électrique et le rapport d'excentricité sur les trajectoires du centre du rotor à l'intérieur du palier hydrostatique à 6 000 tr/min ($f = 100$ Hz). Il est à noter que toutes les orbites illustrées dans la figure II.13 sont adimensionnées par rapport à l'épaisseur du film h_0 . Cette figure montre que la taille de l'orbite de trajectoire du rotor augmente avec le rapport d'excentricité dynamique. D'autre part, une diminution significative de la taille des orbites de réponse vibratoire a été observée lors de l'application du champ électrique. Cette diminution est expliquée par l'augmentation de taux d'amortissement dû à la diminution de la rigidité équivalent.

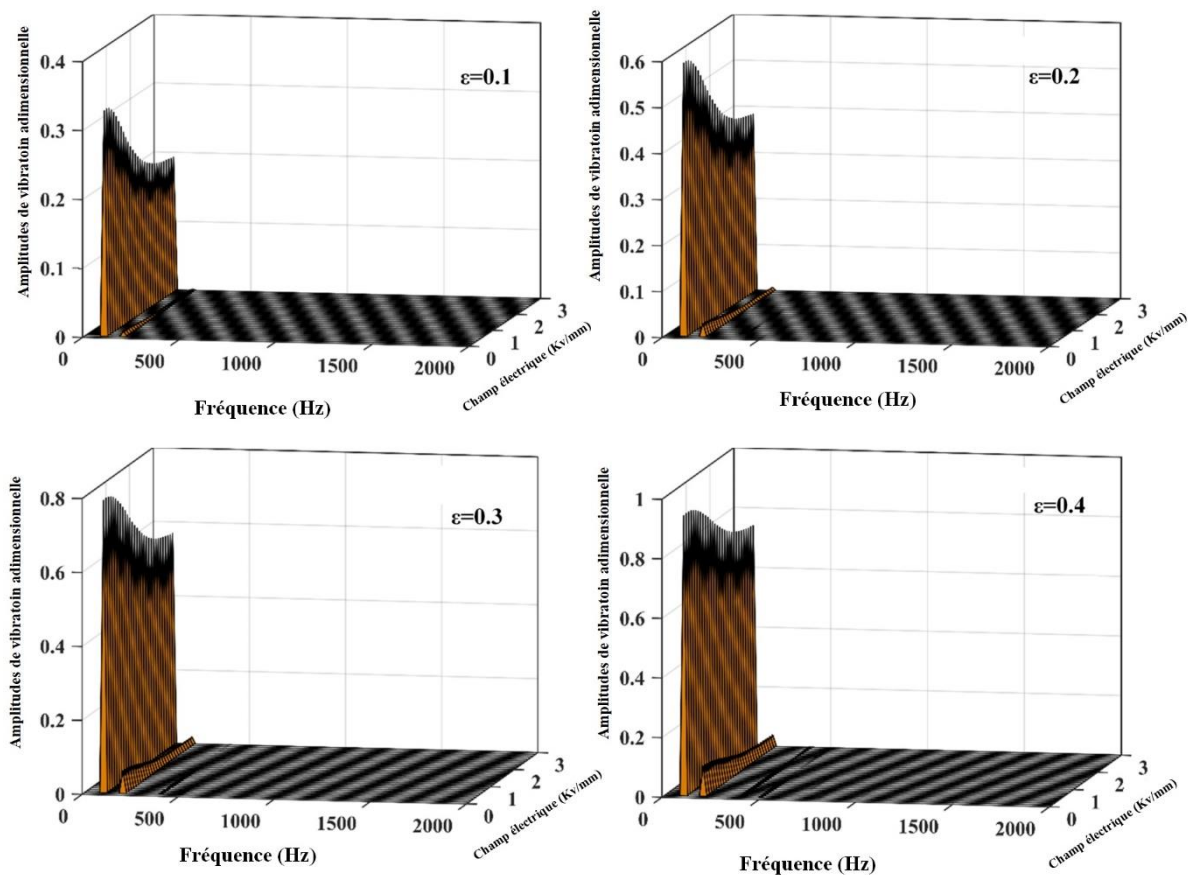


Figure II.12 : Spectre de l'amplitude de vibration adimensionnelle par rapport à la fréquence sous divers champs électriques et excentricité.

ε	Harmoniques	Amplitude de vibration		Réduction	Force transmise (kN)		Réduction
		Adimensionnelle					
		0Kv/mm	3 Kv/mm		0Kv/mm	3 Kv/mm	
0.1	1 ^{er}	0.3276	0.19350	40.93%	0.4195	0.09782	76.68%
	2 ^{ème}	0.00833	0.001879	77.44%	0.0447	0.01018	77.21%
0.2	1 ^{er}	0.5957	0.3846	35.43%	0.7406	0.1979	73.26%
	2 ^{ème}	0.03066	0.008045	73.76%	0.1645	0.04317	73.75%
0.3	1 ^{er}	0.7937	0.5695	28.24%	0.9661	0.3387	68.63%
	2 ^{ème}	0.06314	0.02004	68.26%	0.3031	0.1075	68.25%
0.4	1 ^{er}	0.9421	0.7412	21.32%	1.147	0.4171	63.62%
	2 ^{ème}	0.1034	0.04083	60.51%	0.5549	0.2191	60.52%

Tableau II.4 : réductions d'Amplitude de vibration et la force transmise s'appliquent à divers champs électriques et rapport d'excentricités.

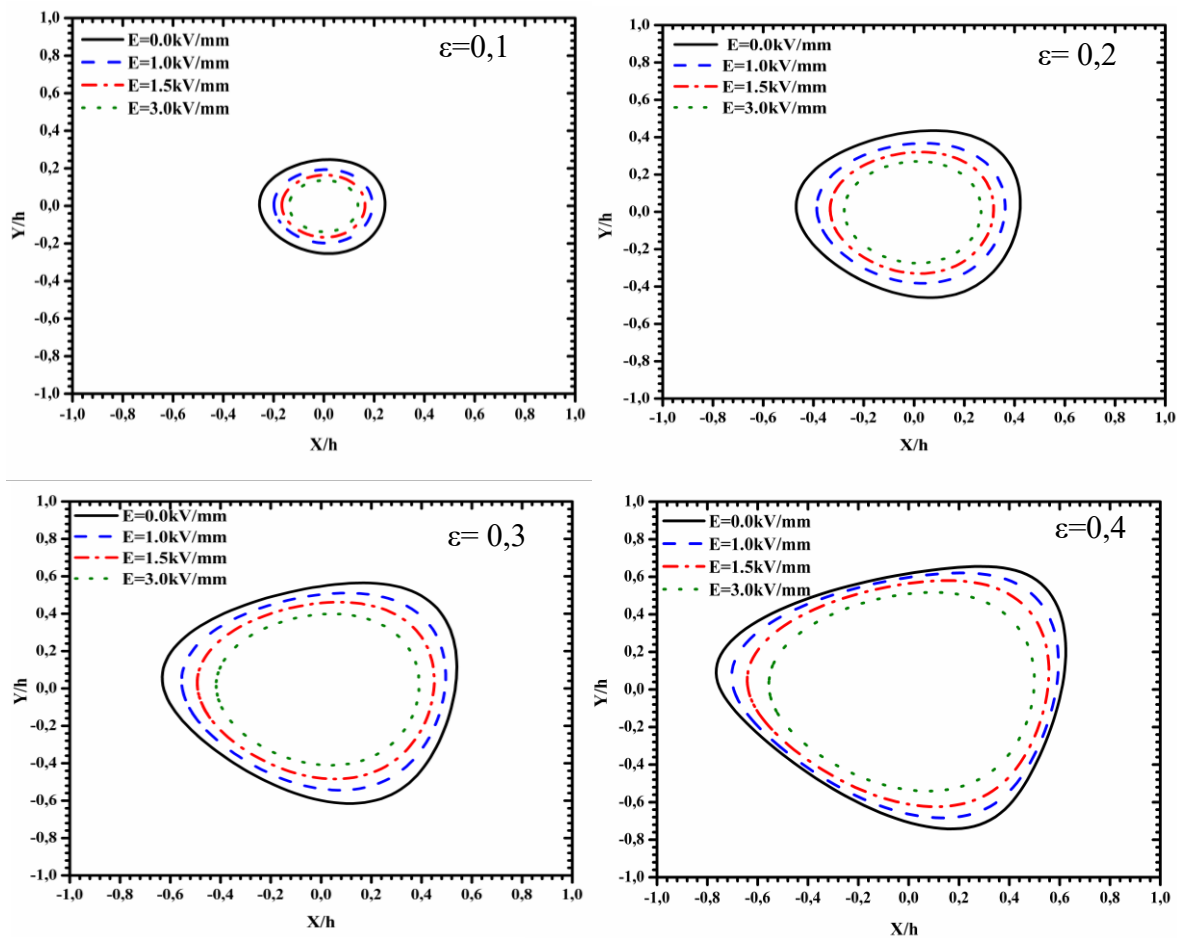


Figure II.13 : Réponse orbitaire à la résonance de l'amplitude des vibrations pour divers champs électriques et divers rapports d'excentricités.

II.7.3. Analyse des forces transmissibles

La **figure II.14** présente les spectres FFT des forces transmises pour différentes valeurs de rapport d'excentricité et des champs électriques. La vitesse de rotation du rotor est à nouveau de 6000 tr/min (100 Hz). Cette figure indique que l'augmentation du rapport d'excentricité conduit à des fortes forces transmises non linéaires aux paliers. Comme prévu, l'augmentation du champ électrique, de 0 à 3 kV/m, réduit considérablement les forces de transmission des paliers. Ces résultats confirment que le film fluide amortisseur devient plus flexible quand le champ électrique est appliqué.

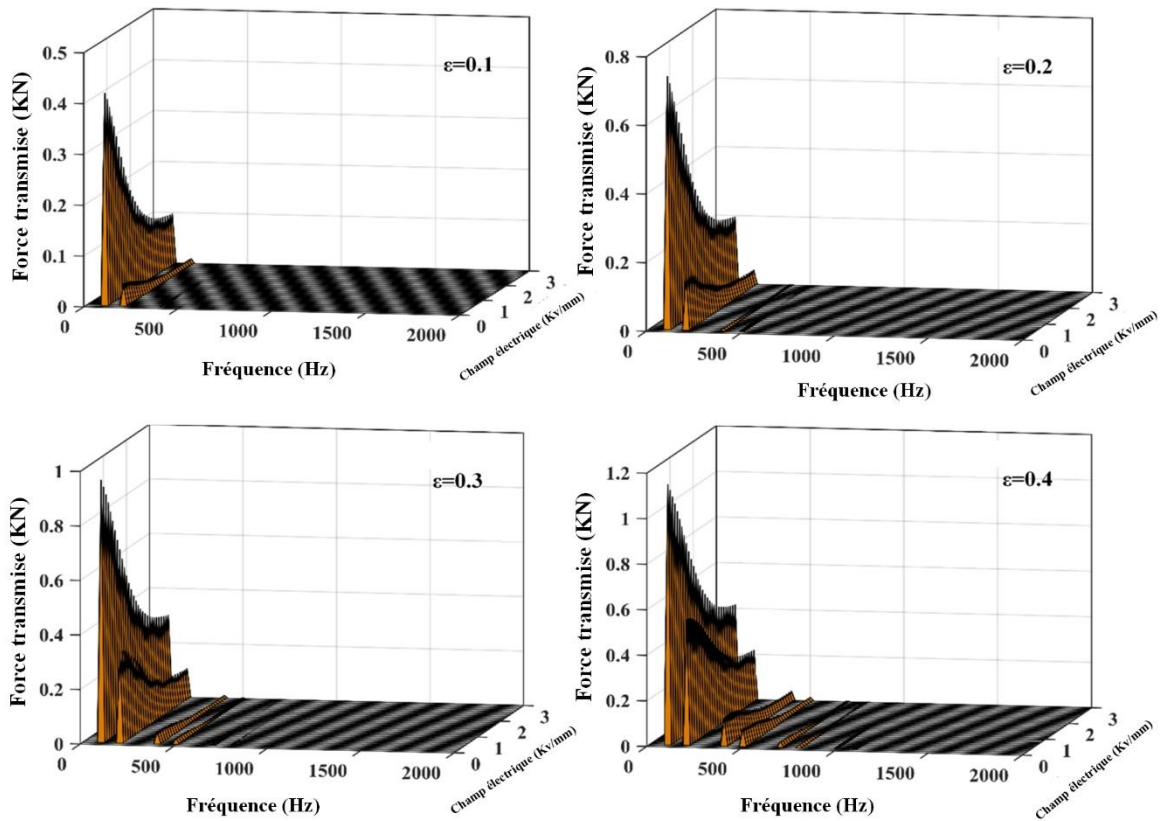


Figure II.14 : Influence du champ électrique et rapport d'excentricité sur le spectre FFT des forces transmises à 6000 tr/min ($f=100$ Hz).

La **figure II.15** présente la variation des forces transmises obtenues selon l'axe des y en fonction des forces hydrostatiques obtenues selon l'axe des x , à la fréquence de résonance, $N_c=6000$ tr/min ($f=100$ Hz), pour différentes valeurs du champ électrique et d'excentricité dynamique. Cette figure montre que les amplitudes des orbites de forces transmises sont non linéaires et augmentent de manière significative avec les rapports d'excentricité dynamique. Notons que trois pics de forces transmises apparaissent près de chaque patin hydrostatique lorsque le rapport d'excentricité égal à $\varepsilon=0.4$ (fort balourd). Ceux-ci sont dus à la diminution de l'épaisseur du film obtenu suite aux fortes charges dynamiques proviennent du balourd. Il est à noter aussi que cette figure montre que la présentation des forces transmises est très stable d'une part, et d'autre part, l'application du champ électrique réduit d'une manière significative les forces transmises aux bâtis.

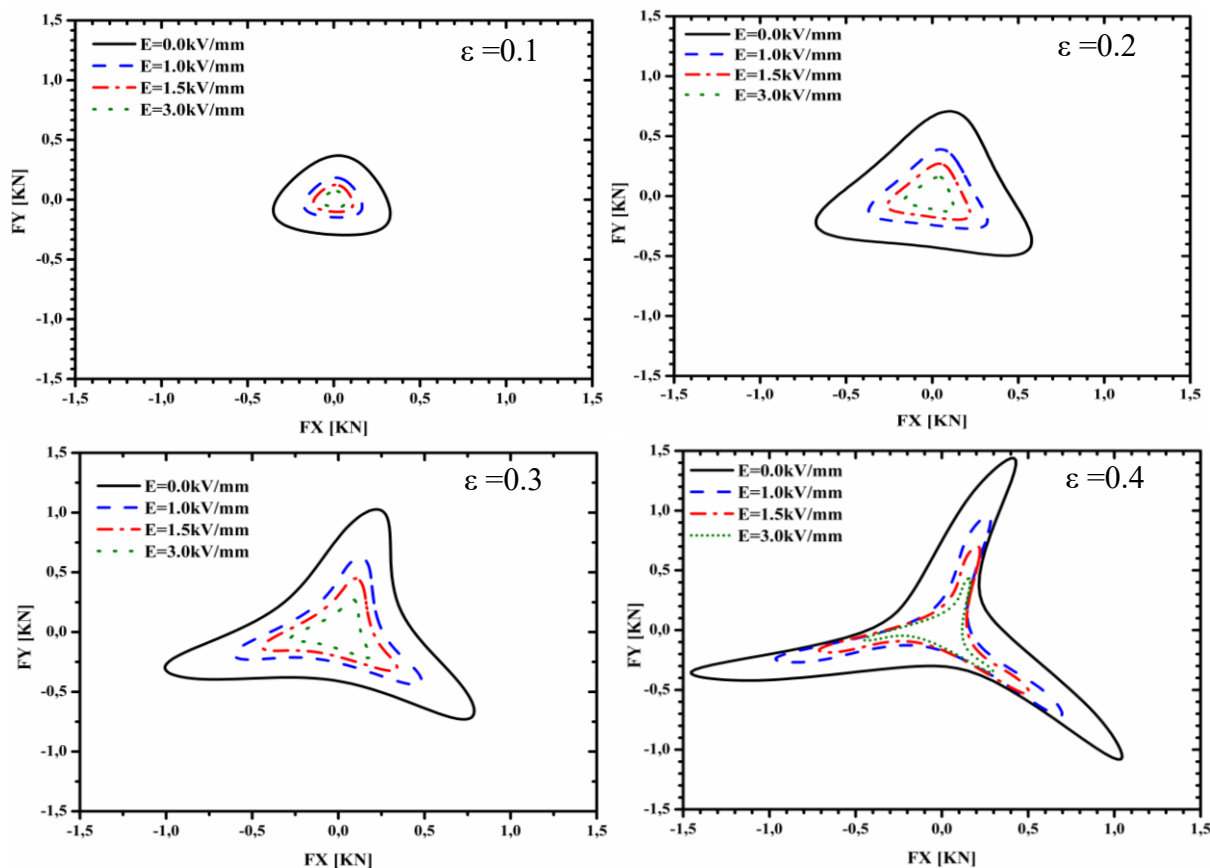


Figure II.15 : Forces transmises à la résonance pour différentes valeurs de champ électrique et du rapport d'excentricité.

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté et interprété les résultats obtenus d'une étude du comportement dynamique d'une ligne d'arbre montée sur deux paliers fluides à patins hydrostatiques contrôlés et alimentés à travers trois valves électro-rhéologiques. L'étude est basée sur l'influence du champ électrique et le rapport d'excentricité sur les amplitudes de vibrations et les forces transmises aux bâtis. Notons que la ligne d'arbre est supposée indéformable et montée symétriquement deux paliers identiques.

La comparaison entre l'approche non-linéaire numérique avec l'approche analytique a été aussi présentée. Les résultats trouvés du modèle analytique confirment bien ceux du modèle numérique.

Le problème dynamique non-linéaire a été traité par deux approches.

- Par l'approche dynamique non-linéaire est une simulation du comportement dynamique non linéaire de la ligne d'arbre qui consiste la résolution simultanée pas à pas du principe fondamentale de la dynamique appliqué au rotor et de l'équation de Reynolds. Il est à noter que les efforts hydrostatiques créés sous l'effet des valves électro-rhéologiques sur le grain mobile portant la ligne d'arbre étant calculés à chaque itération. Celles-ci sont obtenus par double intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds écrite en régime dynamique.
- Par la linéarisation des forces du fluide et leurs expressions en termes de série de Taylor de premier ordre. Les coefficients dynamiques linéaires K_{eqx} et C_{eqy} sont ainsi calculés par perturbation en utilisant la méthode de variation numérique. Cette approche est la plus utilisée dans les situations de faibles balourds.

Les résultats ont montré que l'utilisation d'un fluide électro-rhéologique négatif dans une valve électro-rhéologique a donné de bonnes caractéristiques dynamiques et que l'amplitude de vibrations du rotor et la force transmise peuvent être réduites par l'application du champ électrique.

CHAPITRE**III*****Comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre flexible en régime transitoire*****III.1. Introduction**

L'objet principal de ce chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée verticalement et contrôlée par un nouveau palier hydrostatique intelligent en régime transitoire pour contrôler les vibrations de rotors et réduire les forces transmises aux bâtis lors de passage des vitesses critiques.

L'idée originale de notre étude est donc de monter un roulement à billes dans un palier hydrostatique à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électro-rhéologique à effet négatif à partir d'une pompe extérieure (Ps) à travers trois valves électro-rhéologique. La rotation de l'arbre est supportée par le roulement, alors que le palier hydrostatique joue le rôle d'un palier intelligent d'un amortisseur visqueux adaptatif en certains endroits de la ligne d'arbre, afin de faciliter et contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques incriminées. Le mouvement de la bague dans le palier se réduit à une translation, il n'y a pas de rotation entre la bague extérieure du roulement et son logement.

Cette solution originale qui consiste à ajouter une nouvelle conception du palier à patins hydrostatique intelligent contrôlé par trois valves électro-rhéologiques en certains endroits de l'arbre, a été développée et proposée. Pour cela, on s'est attaché à la mise en œuvre d'un logiciel permettant le calcul d'ensembles rotors flexible – palier hydrostatique intelligent (ER-HJB) en comportement non linéaire. Les modèles de calcul mis au point présentent un intérêt certain pour le concepteur de rotors et de palier. Notons que, ce logiciel de calcul notamment celui de l'arbre flexible peuvent être adaptés a des nombreux types de rotor.

III.2. Palier hydrostatique alimenté par des valves électro-rhéologiques

Figure III.1 montre un palier fluide à trois patins hydrostatiques identiques. Chaque patin est alimenté par un fluide électro-rhéologique négatif à partir d'une pompe extérieure (Ps) à travers une valve électro-rhéologique.

Le calcul des performances statiques et dynamiques du palier hydrostatique est calculé en considérant le palier comme la juxtaposition des trois patins hydrostatiques.

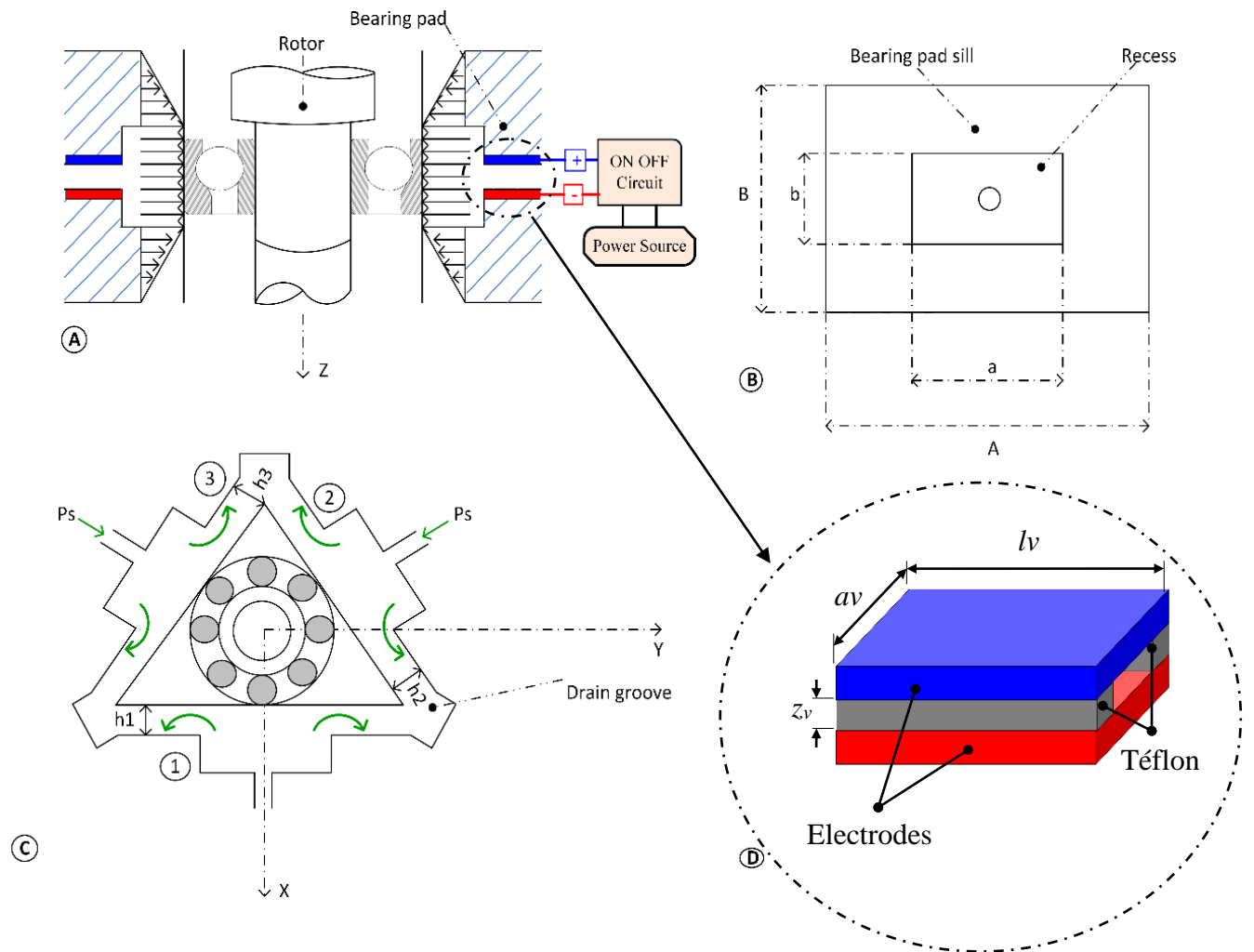


Figure III.1 : Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électro-rhéologiques.

III.2.1. Modélisation d'un palier intelligent à patins hydrostatiques

Dans l'analyse dynamique de la ligne d'arbre supporté par des patins hydrostatiques, le comportement du patin 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 double 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 arbre, palier à roulement - patins est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du grain mobile qui comporte le palier à roulement et de l'équation relative au comportement de chaque patin.

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 du patin sous une charge extérieure W_0 ;
- Une analyse dynamique linéaire 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'un patin fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par deux coefficients dynamiques à savoir le coefficient de raideur et le coefficient d'amortissement (**Figure III.2**)[30].

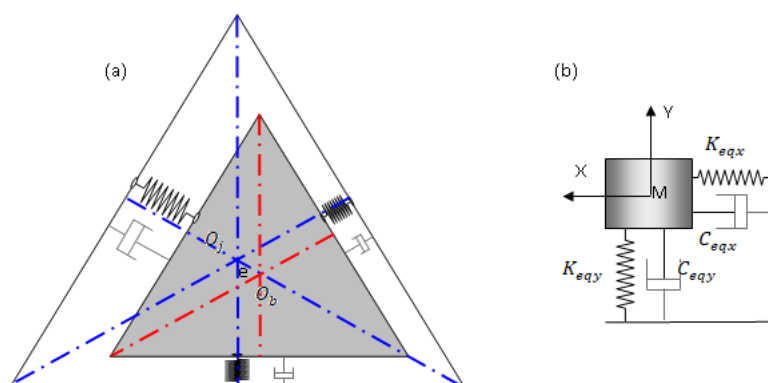


Figure III.2 : (a) Coefficients dynamiques linéaires du palier. (b) Coefficients dynamiques équivalents

III.2.2. Palier infiniment long

Dans cette section nous allons étudier les performances d'un seul patin, puis on va les généraliser sur tout le palier.

Lorsque le rapport (L/B) prend une grande valeur, on peut négliger le débit suivant l'axe des X . Ce calcul concerne les paliers pour les quels $(L/B > 4)$, L'hypothèse posée pour les paliers infiniment longs est celle d'un gradient de pression axial négligeable devant celui de pression circonférentielle

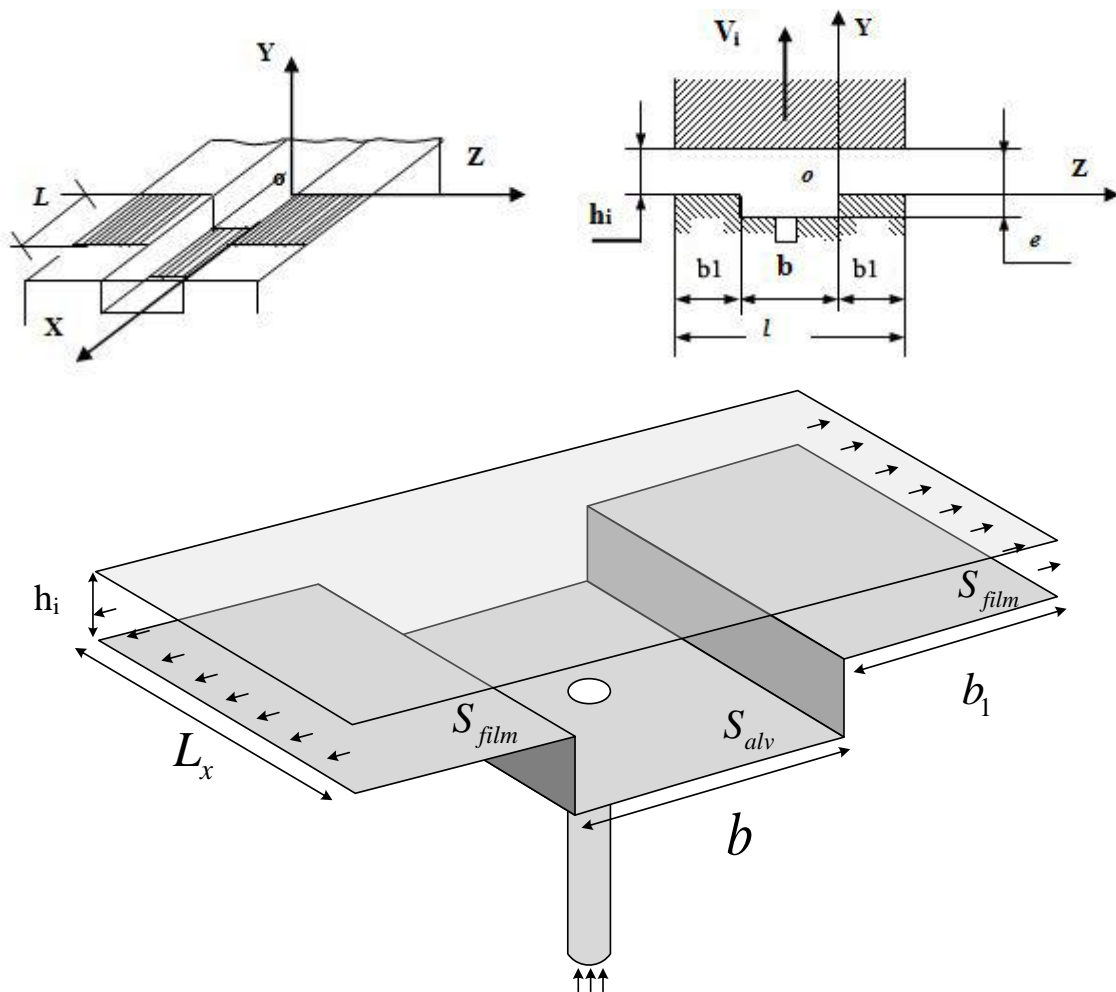


Figure III.3 : Notations et perspective d'une patin hydrostatique plane infiniment longue[68].

III.2.3. 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'un patin infiniment longue.

Dans un patin 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 III.4) :

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

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

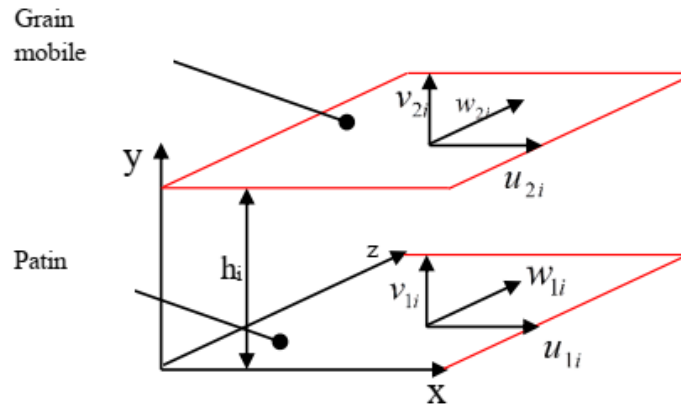


Figure III.4 : Système d'axe [11].

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

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

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible et iso visqueux en régime permanent et en écoulement isotherme, l'équation de Reynolds relative au patin s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12V_i \quad (3.1)$$

Où :

h_i : L'épaisseur de film.

μ : La viscosité du fluide électrorhéologique négatif.

P_i : La pression.

V_i : La vitesse d'écrasement du fluide.

Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe x c'est-à-dire :

$$\frac{\partial P_i}{\partial X} = 0 \quad (3.2)$$

Ainsi, l'équation de Reynolds (3.1) devient :

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(h_i^3 \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) = 12\mu \dot{h}_i \quad (3.3)$$

$$P_i = P_{ai} \quad \text{Pour } Z = 0$$

$$P_i = 0 \quad \text{Pour } Z = b_1$$

On obtient :

$$0 \leq Z \leq b_1$$

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 - \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1 \right) Z + P_{ai} \quad (3.4)$$

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

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} (b_1 + 2b) \right) Z + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b \right) (b_1 + b) \quad (3.5)$$

III.2.4. Performances d'un Palier infiniment long

III.2.4.1. Charge portante

La charge portante d'un palier infiniment long pour une longueur L relative à chaque patin s'écrit :

$$W_{pi} = \int_s P_i ds = L \int_{s_1} P_{ai} ds + 2L \int_{s_2} P_i ds \quad (3.6)$$

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

$$W_{pi} = P_{ai} L (b_1 + b) - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (3.7)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (3.8)$$

Où :

S : représente la surface totale du patin du patin ;

K_w : représente le 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 au patin n°i.

III.2.5.Débit de lubrifiant

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

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux de vitesse à travers une surface perpendiculaire au film, cette vitesse du fluide est donnée par la relation :

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (3.9)$$

Le débit volumique Q_{si} du fluide qui sort relatif à chaque patin est obtenu par intégration de la vitesse :

$$Q_{si} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(z = b_1) dy - L \int_0^{h_i} u_{zi}(z = -b_1 - b) dy \quad (3.10)$$

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6b_1 \mu} \quad (3.11)$$

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

$$Q_{si} = \frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu} K_Q \quad (3.12)$$

b. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin est donné par :

$$Q_{vol} = \frac{dv_i}{dt} \quad (3.13)$$

Avec :

$$\begin{aligned} v_i &= S_1 \times e_{1i} \\ e_i &= h_i + e_a \end{aligned} \quad (3.14)$$

Où :

v_i : Volume de l'alvéole relatif au patin n°i

S_1 : Surface de l'alvéole

e_i : Épaisseur de film de l'alvéole relative au patin n°i

e_a : Profondeur de l'alvéole

h_i : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative au patin n°i

Ainsi :

$$Q_{vol} = S_1 \frac{dh_i}{dt} = S_1 \dot{h}_i \quad (3.15)$$

c. Débit de la valve électrorhéologique

Le débit du fluide à travers la valve électro-rhéologique est exprimé comme suit :

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12 l_v \mu_{ER}} (P_S - P_{ai}) \quad (3.16)$$

Où :

$$K_v = \frac{a_v^3 Z_v^3}{12 l_v \mu_{ER}} \quad (3.17)$$

Donc

$$Q_{ERvi} = \frac{K_v}{\mu_{ER}} (P_S - P_{ai}) \quad (3.18)$$

Avec :

P_{ai} : représente la pression dans l'alvéole relative au patin n° i .

P_s : représente la pression d'alimentation.

a_v , l_v et z_v représentent les dimensions de la valve électro-rhéologique.

μ_{ER} représente la viscosité du fluide électro-rhéologique.

d. Débit du lubrifiant total

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

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 \left[\frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu\dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3 K_Q}{\mu} + S_1 \dot{h}_i \right] \quad (3.19)$$

III.2.6. Pression d'alvéole

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

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

$$Q_{ERvi} = Q_{si} + Q_{vol} \quad (3.20)$$

Avec :

Q_{ERvi} : représente le débit de la valve électro-rhéologique.

Q_{si} : représente le débit sortant de l'alvéole relatif au patin n° i .

$Q_{vol i}$: représente le débit dû à la variation du volume de l'alvéole relatif au patin n° i .

L'égalité du débit du capillaire à celui de débit sortant du patin n° i permet d'exprimer la pression dans l'alvéole P_{ai} :

Soit :

$$\frac{K_v}{\mu_{ER}}(P_s - P_{ai}) = \frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3 K_Q}{\mu} + S_1 \dot{h}_i \quad (3.21)$$

Donc

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6K_Q b_1^2 - S_1) \frac{\dot{h}_i \mu_{ER}}{K_v}}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (3.22)$$

III.2.7. Caractéristiques dynamiques

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

a. Coefficient de raideur

Le coefficient de raideur du patin hydrostatique infiniment longue n° i 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 :

$$K_{pi} = - \frac{dW_{pi}}{dh_i} = - \frac{\partial W_{pi}}{\partial P_{ai}} \frac{\partial P_{ai}}{\partial h_i} \quad (3.23)$$

Avec :

$$dW_{pi} = P_{ai} S K_w \quad (3.24)$$

Où :

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (3.25)$$

Donc :

$$K_{pi} = \frac{3SP_s K_w}{h_i} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (3.26)$$

Où :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} \quad (3.27)$$

b. Coefficient d'amortissement

L'amortissement du patin hydrostatique plat infiniment longue relatif à chaque 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

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_i} = -\frac{\partial W_{pi}}{\partial P_{ai}} \frac{\partial P_{ai}}{\partial \dot{h}_i} \quad (3.28)$$

D'après la relation (3.7), on a :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (3.29)$$

Et d'après la relation (3.27), on a :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6K_Q b_1^2 - S_1) \frac{\dot{h}_i \mu_{ER}}{K_v}}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (3.30)$$

Alor :

$$C_{pi} = -L(b + b_1)(6b_1 - S_1) \frac{\mu}{K_v} \beta_i + 2L\mu \frac{b_1^3}{h_i^3} \quad (3.31)$$

III.3. Rotor flexible

L'effet du fluide électro-rhéologique sur le comportement dynamique d'un rotor flexible soutenu par un palier hydrostatique composé de trois patins hydrostatiques alimentés avec un fluide électro-rhéologique négatif à travers trois valves électro-rhéologiques est présenté afin de réduire la vibration et la force transmise à la base induite par un balourd.

Un système de rotor simple est utilisé ici pour démontrer les avantages possibles du champ électrique appliqué dans un palier hydrostatique. Le modèle est symétrique par rapport au modèle plan intermédiaire dans le premier plan de la masse du rotor (*Figure III.5*). Il est concentré à trois endroits ; aux deux paliers et au plan médian. La masse centrale peut également avoir des moments d'inertie transversaux et polaires. Ce modèle a huit degrés de liberté, c'est-à-dire les déplacements x et y (plan radial) à chacune des trois masses plus les rotations θ_x et θ_y de la masse centrale[69].

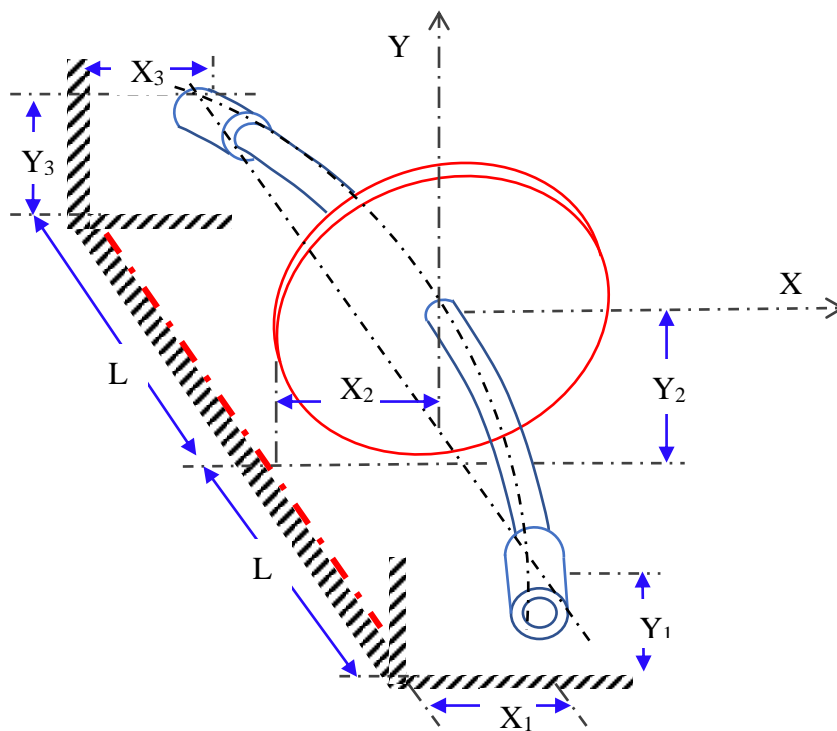


Figure III.5 : modèle de rotor (8 DDL).

Cette disposition permet à chaque moitié de l'arbre d'avoir une courbure de flexion instantanée uniforme dans les deux plans $x-z$ et $y-z$, et d'être en position continue et de se pencher sur l'autre moitié de l'arbre à la masse centrale. Les équations du mouvement sont directement obtenues en utilisant l'approche lagrangienne,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta_i} + \frac{\partial V}{\partial \delta_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.32)$$

Où T et V sont les fonctions d'énergie cinétique et potentielle respectivement, et δ_i , Q_i sont les coordonnées généralisées et les forces généralisées, respectivement.

Dans cette dérivation, le côté gauche de l'équation (3.32) est utilisé pour développer les matrices de masse et de rigidité du modèle de rotor. Les éléments de rigidité et d'amortissement des paliers ainsi que le moment gyroscopique du disque de rotor sont traités comme des forces généralisées et sont donc amenés dans les équations de mouvement du côté droit de l'équation (3.32). Pour une Poutre en flexion, l'énergie potentielle peut être dérivée en intégrant l'énergie de déformation sur la longueur de la poutre. La théorie des poutres linéaire est utilisée ici, donc

L'énergie de déformation en flexion dans deux plans (x-z et y-z) peut être superposée linéairement, comme suit[69].

$$V = \int_0^{2L} \frac{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}{2EI} dz \quad (3.33)$$

Avec

M_{xz} : moment de flexion dans le plan (x-z) = EIX''

M_{yz} : moment de flexion dans le plan (y-z) = EIY''

E : module de Young

I : moment d'inertie

Puisque la courbure de flexion peut être discontinues à $z = L$ (c'est-à-dire un point d'inflexion), l'intégration dans l'équation (3.33) est effectuée en deux parties, $0 < z < L$ et $L < z < 2L$

Par conséquent, conformément au système de coordonnées montré sur la **figure III.6**, la courbure de flexion pour les deux moitiés d'arbre est donnée comme suit.

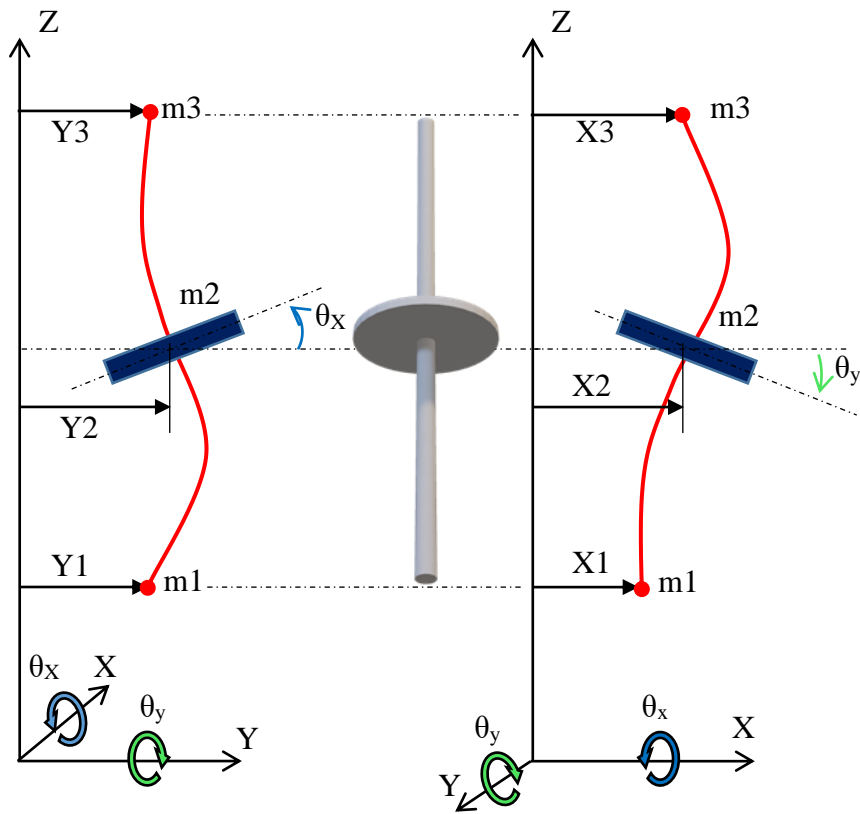


Figure III.6 : Modèle de déflexion du rotor pour le système 8 DDL.

$$\begin{aligned} x'' &= \frac{3}{L^3}(x_1 - x_2 + \theta_y L)z, & 0 < z < L \\ y'' &= \frac{3}{L^3}(y_1 - y_2 - \theta_x L)z, & 0 < z < L \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} x'' &= \frac{3}{L^3}(x_3 - x_2 - \theta_y L)(2L - z), & L < z < 2L \\ y'' &= \frac{3}{L^3}(y_3 - y_2 + \theta_x L)(2L - z), & L < z < 2L \end{aligned} \quad (3.35)$$

La substitution de l'équation (3.34) et (3.35) dans (3.33) donne l'expression suivante pour l'énergie potentielle de l'arbre en termes de huit coordonnées généralisées.

$$V = \frac{EI}{2} \left[\int_0^L [(x'')^2 + (y'')^2] dz + \int_L^{2L} [(x'')^2 + (y'')^2] dz \right] \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{3EI}{2L^3} (x_1^2 + 2x_2^2 + x_3^2 - 2x_1x_2 - 2x_2x_3 \\ &\quad + 2x_1\theta_y L - 2x_3\theta_y L + 2\theta_y^2 L^2 + y_1^2 + 2y_2^2 \\ &\quad + y_3^2 - 2y_1y_2 - 2y_2y_3 - 2y_1\theta_x L + 2y_3\theta_x L + 2\theta_x^2 L^2) \end{aligned} \quad (3.37)$$

L'énergie cinétique pour ce modèle peut être écrite comme suit.

$$T = \frac{1}{2} [m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + m_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + I_T(\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2) + m_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)] \quad (3.38)$$

III.4. Démarrage transitoire

Pendant le processus de démarrage ou d'arrêt des machines tournantes et en raison du déséquilibre du rotor, des vibrations transitoires sont introduites lorsque les machines passent à des vitesses critiques. L'analyse de la réponse aux déséquilibres transitoires est un élément important dans la conception de machines tournantes, en particulier si le rotor accélère ou décélère et passe par les vitesses critiques[70]. La vitesse angulaire n'est plus une constante, mais est une fonction du temps. Deux autres termes introduits en utilisant l'équation de Lagrange pour la dérivation des équations gouvernantes des composants en rotation, en raison de la variation de vitesse. Les équations gouvernantes de mouvement deviennent[71] :

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + \dot{\omega}[G]\{\dot{\delta}\} + [[K] + \ddot{\omega}[G]]\{\delta\} = \dot{\omega}^2 Q_1(\omega) + \ddot{\omega} Q_2(\omega) + Q_n(\dot{\delta}, \delta, \omega, \dot{\omega}, \ddot{\omega}, t) \quad (3.39)$$

Où tous les termes d'amortissement et de rigidité linéarisés se trouvent dans les matrices d'amortissement et de rigidité. ω , $\dot{\omega}$ et $\ddot{\omega}$ sont le déplacement angulaire, la vitesse et l'accélération du système. $Q1$ et $Q2$ sont respectivement des fonctions de $(\omega, \dot{\omega})$ et $(\omega, \ddot{\omega})$. Ils sont dus aux raisons du déséquilibre de masse et à l'inclinaison du disque. Toutes les forces non linéaires sont incluses dans Qn .

III.4.1. Profil de vitesse linéaire

Le profil linéaire a une accélération constante pendant le démarrage comme illustré dans la **figure III.7**

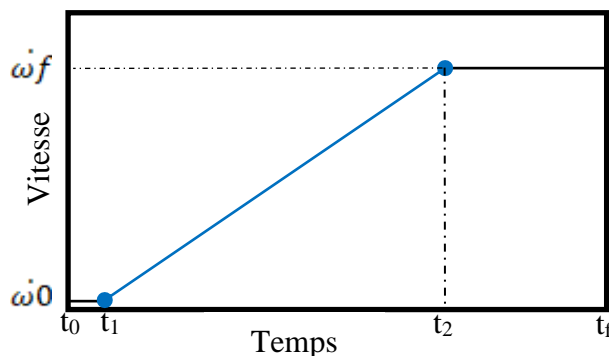


Figure III.7 : Profil de vitesse linéaire.

Avec $\ddot{\omega}$, $\dot{\omega}$ et ω représentent l'accélération angulaire, la vitesse angulaire et le déplacement angulaire respectivement, qui sont donnés par[71]:

$$\begin{cases} \ddot{\omega} = \text{constant} \\ \dot{\omega} = \dot{\omega}_0 + \ddot{\omega} t \\ \omega = \omega_0 + \dot{\omega}_0 t + \frac{1}{2} \ddot{\omega} t^2 \end{cases} \quad (3.40)$$

III.4.2. Formulation vectorielle des forces d'excitations

Le rotor est excité au niveau de disque par des forces d'ordre 4x1, étant donné que le rotor est en position vertical, les force due à la gravité sont nulles et seule les charge de type balourd sont considérées.

L'énergie cinétique au niveau de balourd est exprimée par[72] :

$$T_b = \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + e^2 \dot{\omega}^2 + 2e\dot{\omega}(\dot{x} \cos(\omega) - \dot{y} \sin(\omega))) \approx me\dot{\omega} \begin{bmatrix} \cos(\omega) \\ 0 \\ -\sin(\omega) \\ 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta}_x \\ y \\ \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} \quad (3.41)$$

$$\begin{Bmatrix} F_{imb,x} \\ F_{imb,\theta x} \\ F_{imb,y} \\ F_{imb,\theta y} \end{Bmatrix} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_b}{\partial \dot{\delta}_i} \right) - \frac{\partial T_b}{\partial \delta_i} = me \left(\dot{\omega}^2 \begin{Bmatrix} \cos(\omega) \\ 0 \\ \sin(\omega) \\ 0 \end{Bmatrix} + \ddot{\omega} \begin{Bmatrix} \sin(\omega) \\ 0 \\ -\cos(\omega) \\ 0 \end{Bmatrix} \right) \quad (3.42)$$

$$\begin{Bmatrix} F_{imb,x} \\ F_{imb,y} \end{Bmatrix} = me \left(\dot{\omega}^2 \begin{Bmatrix} \cos(\omega) \\ \sin(\omega) \end{Bmatrix} + \ddot{\omega} \begin{Bmatrix} \sin(\omega) \\ -\cos(\omega) \end{Bmatrix} \right) \quad (3.43)$$

Lorsque $F_{imb,x}$ et $F_{imb,y}$ représentent les forces de balourd dans la direction x et y respectivement; [me] est le balourd (kg.m).

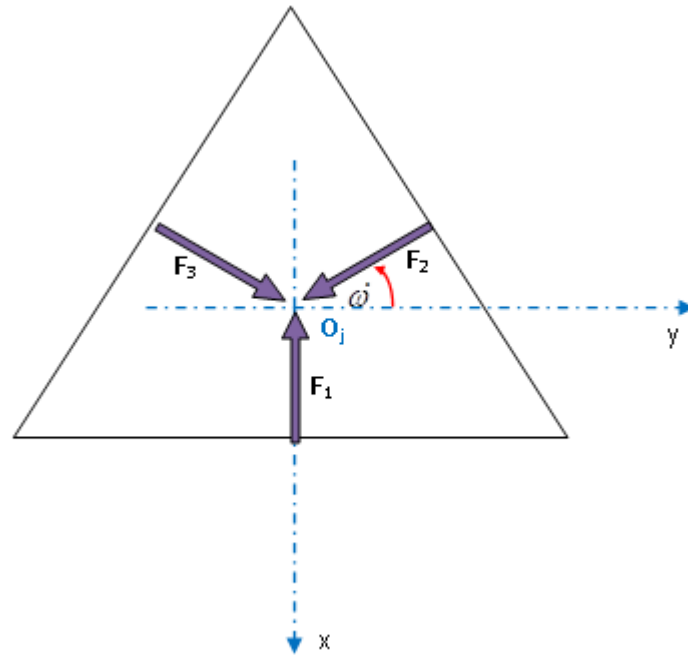


Figure III.8 : Les forces hydrostatiques d'un palier hydrostatique à trois patins.

Les forces hydrostatiques sont déterminées comme suit (**Figure III.8**) :

$$\begin{cases} F_{nlx} = (F_2 + F_3) \sin \pi/6 - F_1 \\ F_{nly} = (F_3 - F_2) \cos \pi/6 \end{cases} \quad (3.44)$$

La force hydrostatique par rapport à chaque patin hydrostatique est obtenue par intégration de la pression

III.5. L'Équation de mouvement du système

Le système d'équations différentielles constituant les équations du mouvement du system est obtenu par assemblage des matrices élémentaires de chaque organe, ce qui nous amène à [30]:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + \dot{\omega}[G]\{\dot{\delta}\} + [[K] + \ddot{\omega}[G]]\{\delta\} = \{F_{imb}\} + \{F_{nl}\} \quad (3.45)$$

Où [M] est les matrices de masse, [G] est la matrice gyroscopique, [K] est la matrice de rigidité globale, [F_{imb}] sont les forces de balourd et [F_{nl}] sont les forces non linéaires du palier hydrostatique.

La matrice de masse, la matrice gyroscopique et les matrices des rigidités sont respectivement:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$[G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_P & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -I_P & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

$$[K]^{Arbre} = \frac{3EI}{L^3} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & L & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & -L & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -L & 0 & 0 & 2L^2 & 0 & 0 & L \\ L & 0 & 0 & 0 & 0 & 2L^2 & -L & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -L & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & L & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

III.5.1. Modèles numériques

Une modélisation non linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée verticalement et supportée une extrémité par un roulement rigide à billes et à l'autre par un palier hydrostatique à trois patins est présentée afin d'étudier l'effet de fluide ER sur le comportement dynamique. La vitesse a été variée en montant de 900 à 12000 tr/min avec un chargement de type balourd. Dans cette étude, seul l'arbre se déforme. Le disque est supposé rigide. L'arbre est modélisé par éléments finis avec un modèle non triviale à 8 degrés de liberté en prenant compte des efforts gyroscopiques [14]. Ce modèle est effectué afin de diminuer le nombre des inconnues

du problème. Le calcul non linéaire consiste à résoudre les équations de la dynamique pour le système arbre-palier par un calcul temporel pas à pas en utilisant un programme de calcul écrit en langage Matlab/Simulink. La méthode de résolution utilisée aux calculs non linéaire est celle de la méthode (Ode 113 (Adams)) avec un pas variable. Les forces hydrostatiques créées par le fluide ER sur l'arbre sont calculés à chaque itération. Ils sont obtenus 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. Le modèle de rotor est présenté à la **figure III.9**.

La longueur d'arbre	2x101.6e-2 (m)
Le diamètre d'arbre	0.16 (m)
La masse volumique	7800 (kg/m ³)
Coefficient de Poisson	0.3
Module de Young	200e9 (N/m ²)
La masse m1 = m2	22.7(kg)
La masse de Disque	45.5(kg)

Tableau III.1: Paramètres de simulation[35].

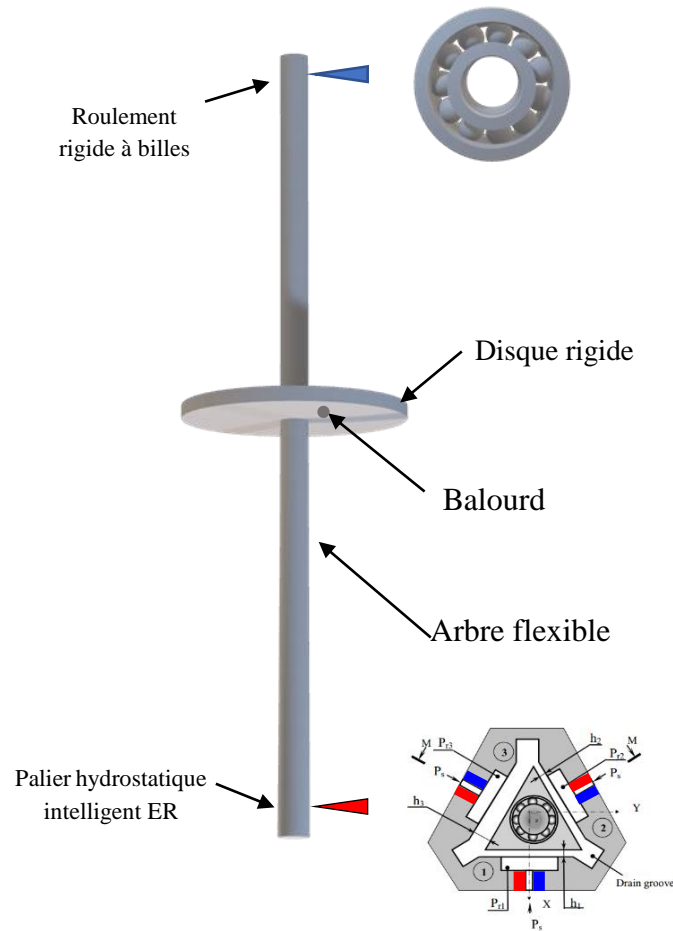


Figure III.9 : Modèle de rotor.

III.5.2. Modèle de simulation du rotor

Le modèle développé ici, est un programme de calcul non linéaire écrit en MATLAB-SIMULINK. Le calcul non linéaire consiste à résoudre les équations de la dynamique pour le système arbre - palier par un calcul temporel pas à pas (pas variable). Le modèle de SIMULINK développé pour la résolution du système des équations du mouvement obtenu est représenté dans la **figure III.10**.

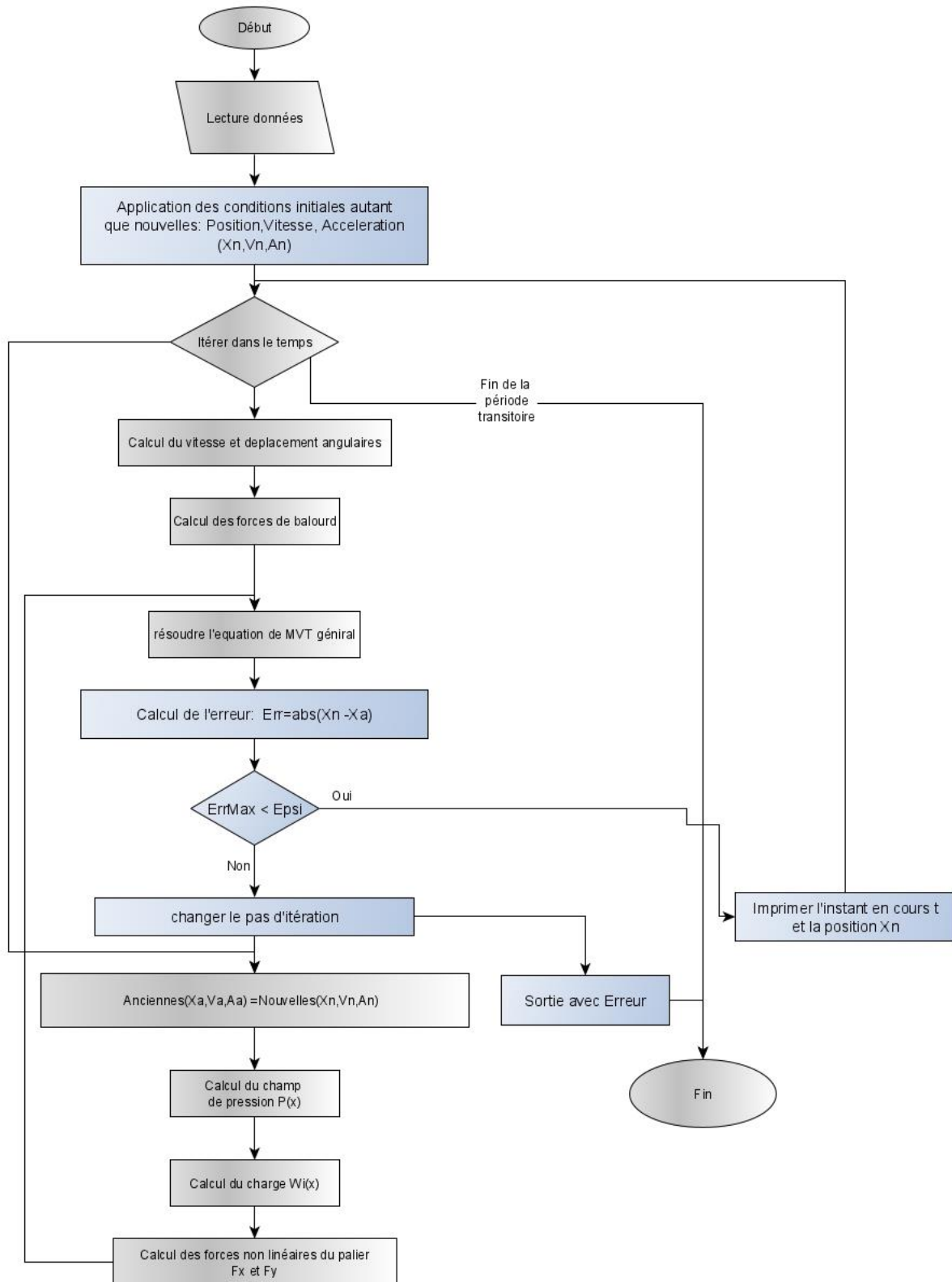


Figure III.10 : Organigramme du calcul de l'évolution de la position x dans le temps du modèle non-linéaire couplé.

III.6. Résultats et discussions

Pour vérifier la validité de l'analyse numérique du système d'arbre flexible-palier hydrostatique, les résultats des modèles non linéaires ont été comparés avec ceux obtenus par le modèle linéaire appliqué pour les petites vibrations autour de la position d'équilibre statique avec $\epsilon = 0,06$ (l'excentricité du déséquilibre). La **figure III.11** montre la comparaison entre les résultats linéaires et non linéaires en présentant les réponses vibratoires (du disque et du centre du palier) et les forces transmises aux bâtis. Les résultats montrent une bonne concordance entre les résultats des modèles non linéaire et le modèle linéaire.

Pour le modèle linéaire les équations de mouvement peuvent s'écrire comme suit :

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [\dot{\omega}[G] + [C^{Palier}]]\{\dot{\delta}\} + \underbrace{\left[[K^{Arbre}] + [K^{Palier+Roulement}] \right]}_{[Ks]} + \ddot{\omega}[G]\{\delta\} = \{F_{imb}\} \quad (3.55)$$

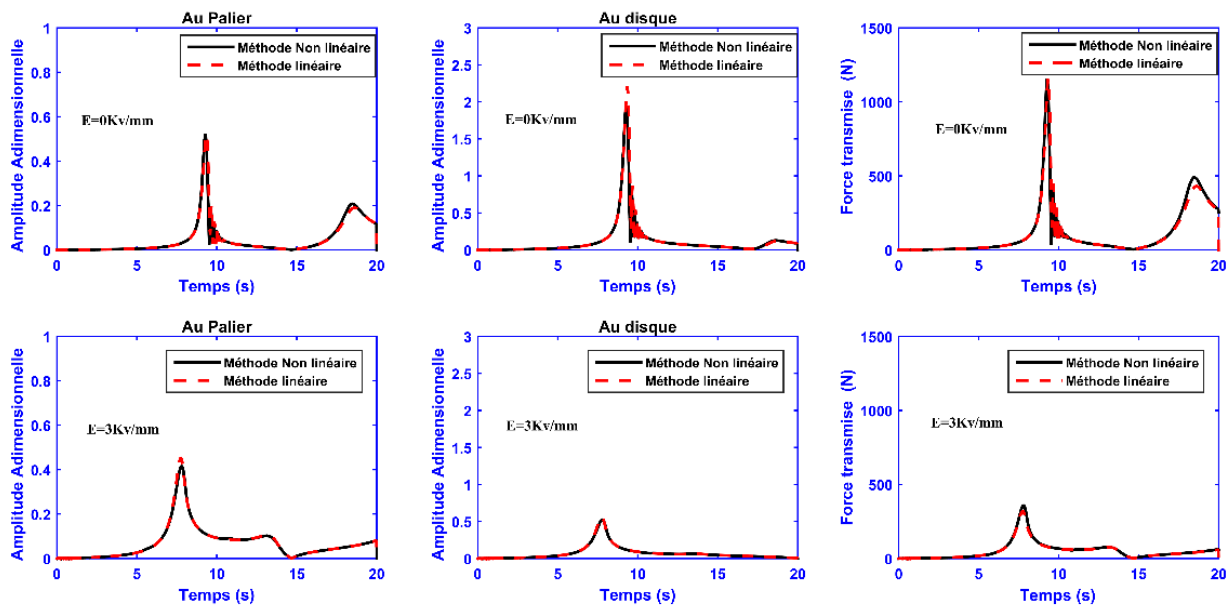


Figure III.11 : Comparaison des modèles linéaires et non linéaires.

On a ensuite calculé les vitesses critiques par deux méthodes différentes en utilisant le diagramme des fréquences (diagramme de Campbell) et la réponse vibratoire transitoire. A partir du diagramme de Campbell représenté par La **figure III.12**, les vitesses critiques sont

déterminées à partir des intersections de la droite à 45° de pente (fréquences critiques et vitesses de rotation égales) avec les lignes des différents modes. Les deux approches aboutissent aux mêmes valeurs de fréquences critiques aux celles obtenues à la figure III.2.

En termes d'amplitude de vibration du disque, on peut constater sur la **figure III.13** que dans la plage de fréquence de [0 12000] rpm, le système passe par deux pics importants. En absence du champ électrique ($E=0\text{Kv/mm}$), le premier pic est situé à une vitesse critique d'environ 6000 rpm. Quant au deuxième, il correspond à la vitesse 11000 rpm. Le premier pic est considéré plus dangereux, car son amplitude est plus grande et son ouverture (zone de passage du début à la fin du mode) est plus large.

Lorsqu'on applique un champ électrique de $E=3\text{Kv/mm}$, on constate une diminution importante dans les amplitudes et un décalage relativement léger dans les vitesses correspondantes. En fait, l'amplitude du premier pic est réduite par rapport au cas sans champ électrique par un facteur de 8 (elle devient 8 fois plus petite). La vitesse qui lui est associée est décalée à environ 5200 rpm. Quant au deuxième pic, on remarque sa quasi-disparition.

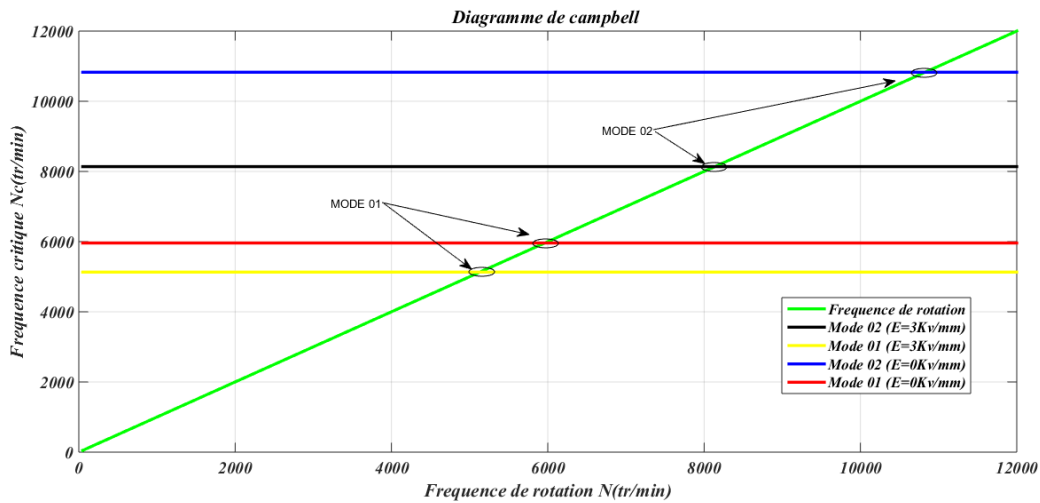


Figure III.12 : Diagramme de Campbell.

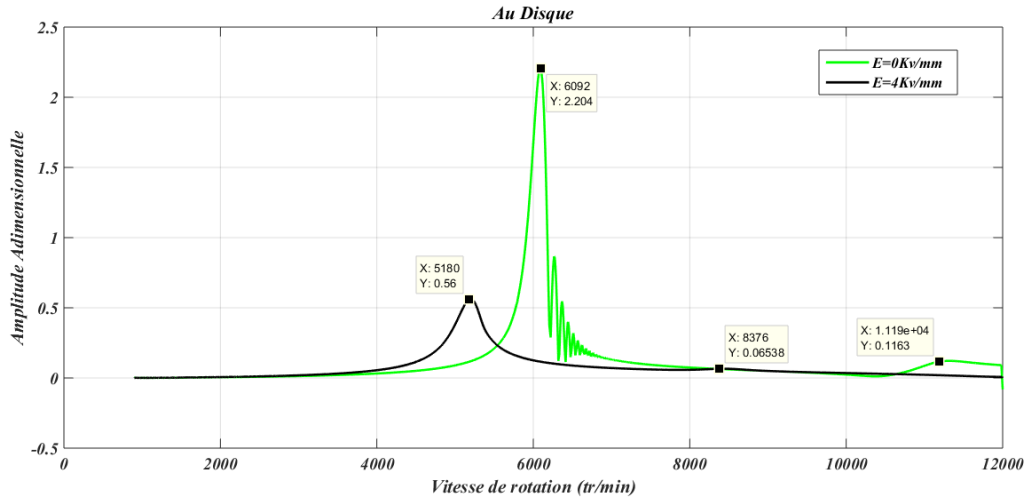


Figure III.13 : Enveloppe de l'amplitude adimensionnelle en fonction de vitesse de rotation.

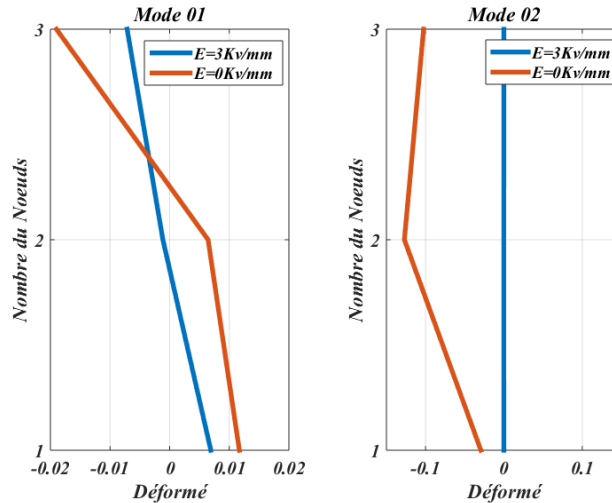


Figure III.14 : Les deux premiers modes critiques.

III.6.1.L'effet du champ électrique

Pour analyser l'influence du champ électrique sur le comportement du rotor on représente sur les deux **figures III.15 et III.16**, la réponse dynamique du système sous l'effet du balourd en deux positions critiques : au disque et au palier.

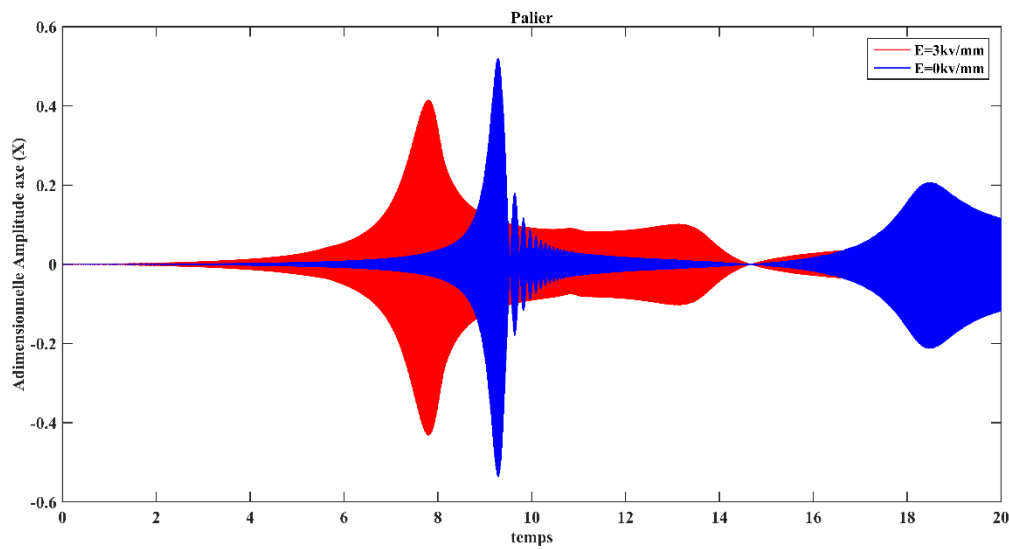


Figure III.15 : Réponse transitoire en fonction de temps au palier pour deux valeurs de champs électrique ($E=0\text{KV/mm}$ et $E=3\text{KV/mm}$).

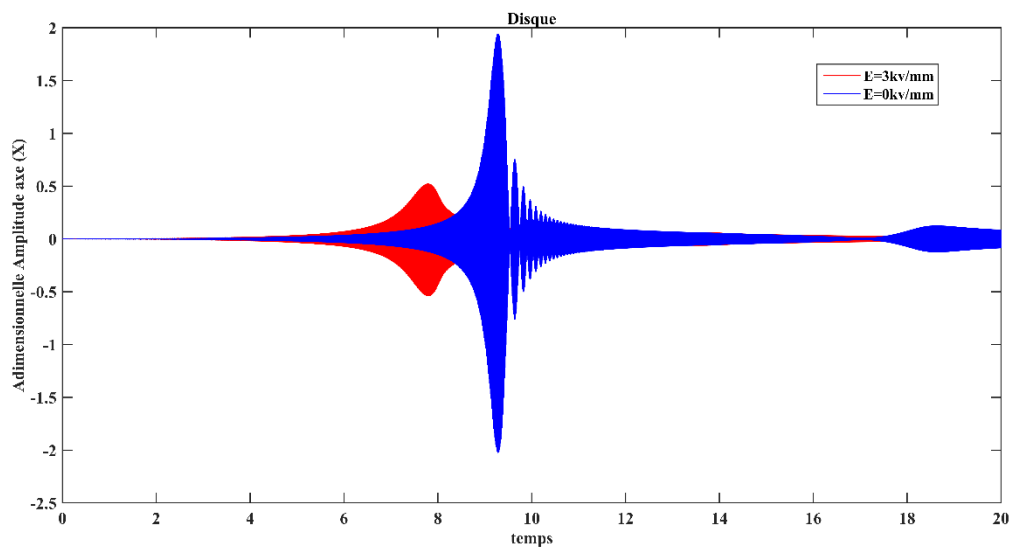


Figure III.16 : Réponse transitoire en fonction de temps au disque pour deux valeurs de champs électrique ($E=0\text{KV/mm}$ et $E=3\text{KV/mm}$).

Les deux figures montrent que bien que l'application du champ électrique fait diminuer les amplitudes de manière globale ; l'importance de son effet dépend de la position de mesure. En

fait, sur le disque, l'influence est importante et sans compromis, tandis que sur le palier la réduction est moins importante avec un élargissement dans la zone de criticité.

On peut expliquer cela comme suit : Lorsque le champ électrique est appliqué, le débit du fluide traversant la valve électro-rhéologique change sous l'effet de la diminution de la viscosité entraînant une diminution de la rigidité du palier. L'assouplissement du palier lui permet de réorienter l'énergie de vibration du disque et de la dissiper plus lentement ce qui explique l'élargissement de la plage de criticité dans la **figure III.15**.

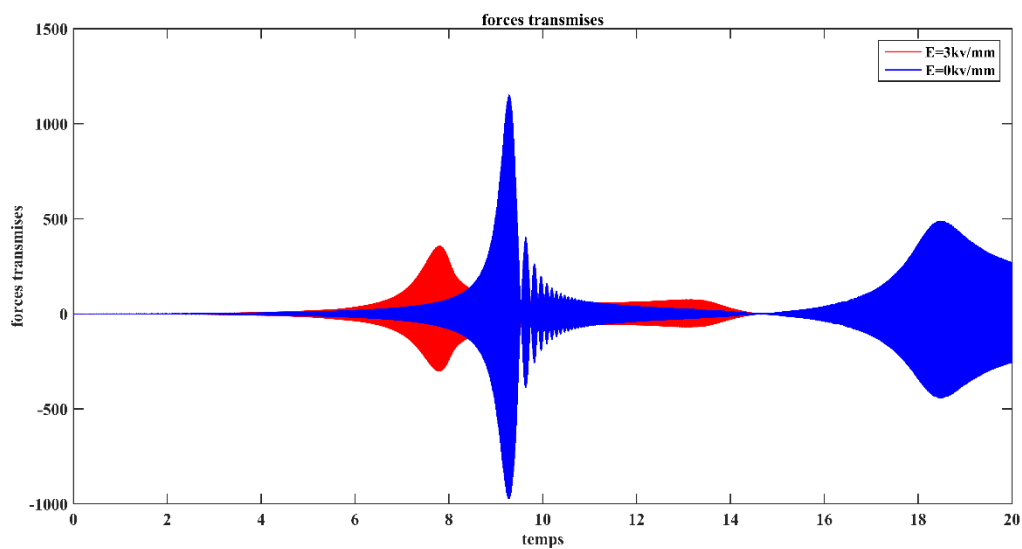


Figure III.17 : Forces transmises en fonction de temps pour deux valeurs de champs électrique ($E=0\text{KV/mm}$ et $E=3\text{KV/mm}$).

La **Figure III.17** montre l'effet du champ électrique sur la force transmise. Les résultats révèlent que près des vitesses critiques, la force transmise en raison d'un déséquilibre de rotation est réduite lorsqu'un champ électrique est appliqué. Il est donc fortement recommandé de diminuer la viscosité du fluide en appliquant un champ électrique à des vitesses critiques.

III.7. Conclusion

Nous avons présenté et interprété dans ce chapitre les résultats obtenus concernant l'influence du champ électrique sur l'amplitude des vibrations et les forces transmises en régime transitoire d'un rotor flexible montée verticalement et guidée par un nouveau palier hydrostatique intelligent à trois patins alimentés par un fluide électro-rhéologique par trois valves électro-rhéologiques.

La comparaison entre l'approche non-linéaire avec l'approche linéaire a été aussi présentée. Les résultats trouvés du modèle analytique confirment bien ceux du modèle numérique.

Le problème dynamique a été traité par l'approche dynamique non-linéaire couplée qui résout le problème fluide analytiquement par l'hypothèse d'un palier infiniment long et l'évolution dynamique du rotor solide simultanément de manière itérative. Bien que la formulation de l'équation du mouvement dynamique du rotor, est non-linéaire, transitoire et devait être résolue numériquement.

Les résultats ont montré que l'utilisation d'un fluide électro-rhéologique négatif dans une valve électro-rhéologique a donné de bons résultats au niveau de disque et que l'amplitude de vibrations et les forces transmises ont été contrôlées efficacement en utilisant cette nouvelle conception du palier intelligent.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif principal de cette thèse de doctorat est consacré à étudier une nouvelle conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par un fluide électro-rhéologique négatif à travers trois valves électro-rhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors en régime transitoire et permanent. Ce nouveau palier hydrostatique intelligent à patins hydrostatiques est proposé pour contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises spécialement lors de passage de vitesses critiques. L'emploi de ce type de paliers ("smart hydrostatic squeeze film dampers") constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations des rotors. Ce type de paliers peut présenter un grand intérêt pour les concepteurs des machines industrielles à l'échelle nationale et internationale. Le sujet traité dans cette thèse est un sujet de recherche et d'actualité, appartenant au domaine de la tribologie en Génie Mécanique

Cette thèse de doctorat est une contribuer à la conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électro-rhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors. Le fluide intelligent choisi est le fluide électro-rhéologique négatif qui est un fluide Newtonien. Afin d'étudier le comportement dynamique non linéaire d'un arbre flexible supporté par un palier hydrostatique, une nouvelle conception des valves électro-rhéologiques utilisées comme résistances hydrauliques intelligents, est proposée et développée. Une analyse non linéaire est effectuée en se basant sur les méthodes d'intégrations pas à pas pour calculer l'évolution des réponses vibratoires au cours de temps.

Pour cela, nous avons axé nos travaux autour de deux études, l'un portant sur l'étude numérique d'un rotor rigide monté sur un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électro-rhéologiques ; et l'autre portant sur l'analyse vibratoire du comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre flexible en régime transitoire montée verticalement et guidée par un nouveau palier hydrostatique intelligent à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électro-rhéologique à travers trois valves électro-rhéologiques.

Les résultats de cette thèse peuvent être résumés comme suivants :

- L'amplitude de vibration augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité.

- Une diminution significative de la taille des orbites de réponse a été observée lors de l'application du champ électrique.
- L'augmentation du champ électrique, de 0 à 3 kV/m, réduit considérablement les forces transmises aux bâtis.
- Les résultats révèlent que près des vitesses critiques, les forces transmises dues au balourd peuvent être réduites à l'aide de l'application du champ électrique. Il est donc fortement recommandé, lors du passage des vitesses critiques, de diminuer la viscosité du fluide en appliquant un champ électrique.
- Les résultats numériques obtenus mettent en évidence le rôle prépondérant de notre nouvelle conception de la résistance hydraulique intelligente sur la diminution des amplitudes de vibrations de l'arbre tournant et les forces transmises aux bâtis lors du passage des vitesses critiques.

Perspectives

Comme perspectives, nous allons envisager de faire une étude sur l'effet du fluide électro-rhéologique négatif sur le comportement dynamique non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur des paliers fluides à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électro-rhéologiques sous le logiciel Ansys.

Une contribution à l'étude des paliers hydrostatique utilisé comme '*hydrostatic squeeze film dampers*', prise en compte les effets thermiques du fluide électro-rhéologiques.

Une étude sur les performances d'un palier hydrostatique utilisé comme '*hydrostatic squeeze film dampers*' sous un contrôle par des valves électro-rhéologiques en régime non laminaire.

References

- [1] R. Tiwari, *Rotor Systems: Analysis and Identification : Analysis and Identification*. CRC Press, 2017.
- [2] « Wind-Generator-Overspe_fmt.jpg (396×405) ». https://www.windpowerengineering.com/wp-content/uploads/2010/08/Wind-Generator-Overspe_fmt.jpg (consulté le nov. 28, 2020).
- [3] « A Lesson from Japan: Turbine Failure turns Lessons into Successes », *POWERGrid International*, déc. 12, 2017. <https://www.power-grid.com/2017/12/12/a-lesson-from-japan-turbine-failure-turns-lessons-into-successes/> (consulté le nov. 28, 2020).
- [4] H. H. Jeffcott, « XXVII. The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed.—The effect of want of balance », *Lond. Edinb. Dublin Philos. Mag. J. Sci.*, vol. 37, n° 219, p. 304-314, mars 1919, doi: 10.1080/14786440308635889.
- [5] F. C. Nelson, « Rotor dynamics without equations », *Int. J. COMADEM*, vol. 10, n° 3, p. 2, 2007.
- [6] R. C. Eisemann, « Machinery malfunction diagnosis and correction: Vibration analysis and troubleshooting for process industries », 1998.
- [7] O. Bonneau, « Comportement statique et dynamique de ligne d'arbre montée sur paliers fluides : influence des caractéristiques des paliers », These de doctorat, Poitiers, 1989.
- [8] A. Kassai, « Contribution a l'étude dynamique des rotors amortis. », p. 1, 1991.
- [9] O. Bonneau et J. Frêne, « Non-linear behavior of a flexible shaft partly supported by a squeeze film damper », *Wear*, vol. 206, n° 1, p. 244-250, mai 1997, doi: 10.1016/S0043-1648(97)00004-5.
- [10] T. Yamamoto, Y. Ishida, et R. G. Kirk, *Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2002.

-
- [11] J. M. Vance, F. Y. Zeidan, et B. Murphy, *Machinery Vibration and Rotordynamics*. Wiley, 2010.
- [12] G. K. Yamamoto, C. da Costa, et J. S. da Silva Sousa, « A smart experimental setup for vibration measurement and imbalance fault detection in rotating machinery », *Case Stud. Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 4, p. 8-18, déc. 2016, doi: 10.1016/j.csmssp.2016.07.001.
- [13] B. Ertas, V. Cerny, J. Kim, et V. Polreich, « Stabilizing a 46 MW Multistage Utility Steam Turbine Using Integral Squeeze Film Bearing Support Dampers », *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, n° 052506, mai 2015, doi: 10.1115/1.4028715.
- [14] L. S. Andrés, « Squeeze Film Dampers », in *Encyclopedia of Tribology*, Q. J. Wang et Y.-W. Chung, Éd. Boston, MA: Springer US, 2013, p. 3252-3263.
- [15] N. Rizet, « Contrôle actif de vibrations utilisant des matériaux piézo-électriques », These de doctorat, Lyon, INSA, 1999.
- [16] H.-Y. Kim et C.-W. Lee, « Design and control of active magnetic bearing system with Lorentz force-type axial actuator », *Mechatronics*, vol. 16, n° 1, p. 13-20, févr. 2006, doi: 10.1016/j.mechatronics.2005.09.005.
- [17] F. Saket, M. Sahinkaya, et P. s Keogh, « Measurement and calibration of rotor/touchdown bearing contact in active magnetic bearing systems », *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 122, p. 1-18, mai 2019, doi: 10.1016/j.ymssp.2018.12.005.
- [18] Y. Sun et M. Thomas, « Control of torsional rotor vibrations using an electrorheological fluid dynamic absorber », *J. Vib. Control*, vol. 17, n° 8, p. 1253-1264, juill. 2011, doi: 10.1177/1077546309359759.
- [19] Y. Sun et M. Thomas, « Semi-active torsional vibrations control of a rotor using a smart electro-rheological dynamic absorber », Lyon, France, juill. 2019, Consulté le: déc. 16, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02190270>.
- [20] J. Wang, N. Feng, G. Meng, et E. J. Hahn, « Vibration Control of Rotor by Squeeze Film Damper with Magnetorheological Fluid », *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 17, n° 4, p. 353-357, avr. 2006, doi: 10.1177/1045389X06055623.

- [21] A. Bouzidane et M. Thomas, « Non linear transient response of a flexible shaft controlled by electro-rheological hydrostatic squeeze film dampers », in *Condition monitoring of machinery in non-stationary operations*, Springer, 2012, p. 33-40.
- [22] J. Zapoměl, P. Ferfecki, et P. Forte, « A computational investigation of the transient response of an unbalanced rigid rotor flexibly supported and damped by short magnetorheological squeeze film dampers », *Smart Mater. Struct.*, vol. 21, p. 105011, oct. 2012, doi: 10.1088/0964-1726/21/10/105011.
- [23] S. Belgacem, A. Bouzidane, et A. Abed, « Dynamic analysis of a rigid rotor supported by three-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with ferrofluid », *Tribol.-Mater. Surf. Interfaces*, vol. 11, n° 3, p. 136-144, 2017.
- [24] J. S. Basavaraja, S. C. Sharma, et S. C. Jain, « A study of misaligned electrorheological fluid lubricated hole-entry hybrid journal bearing », *Tribol. Int.*, vol. 43, n° 5, p. 1059-1064, mai 2010, doi: 10.1016/j.triboint.2009.12.052.
- [25] J.-R. Lin, « DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MAGNETIC FLUID BASED SLIDING BEARINGS », *Mechanics*, vol. 19, n° 5, Art. n° 5, oct. 2013, doi: 10.5755/j01.mech.19.5.5535.
- [26] X. Wang, H. Li, M. Li, H. Bai, G. Meng, et H. Zhang, « Dynamic characteristics of magnetorheological fluid lubricated journal bearing and its application to rotor vibration control », *Journal of Vibroengineering*, 2015. <https://www.jvejournal.com/article/15935> (consulté le déc. 16, 2020).
- [27] P. Ferfecki, J. Zapoměl, et J. Kozánek, « Analysis of the vibration attenuation of rotors supported by magnetorheological squeeze film dampers as a multiphysical finite element problem », *Adv. Eng. Softw.*, vol. 104, p. 1-11, févr. 2017, doi: 10.1016/j.advengsoft.2016.11.001.
- [28] H. Urreta, G. Aguirre, P. Kuzhir, et L. N. Lopez de Lacalle, « Actively lubricated hybrid journal bearings based on magnetic fluids for high-precision spindles of machine tools », *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 30, n° 15, p. 2257-2271, sept. 2019, doi: 10.1177/1045389X19862358.

- [29] L. D. Michaud, « Rod Mills », *Mineral Processing & Metallurgy*, mai 31, 2016. <https://www.911metallurgist.com/blog/rod-mills> (consulté le mars 12, 2020).
- [30] A. Bouzidane, « Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors », phd, École de technologie supérieure, Montréal, 2007.
- [31] M. Benziane, O. Bonneau, B. Bou-said, et H. Zahloul, « Etude linéaire et non linéaire d'un palier hydrostatique », *17ème Congrès Français de Mécanique, Communication, France, Septembre, 2005*.
- [32] M. CARTIER et P. KAPSA, *Usure des contacts mécaniques*. Ed. Techniques Ingénieur, 2001.
- [33] J.-P. Yonnet, *Paliers et butées magnétiques passifs*. Ed. Techniques Ingénieur, 2002.
- [34] H. C. Rippel, « Cast Bronze Bearing Design Manual, Cast Bronze Bearing Institute », *Inc Evanst. Ill.*, 1960.
- [35] M. L. Adams et H. Zahloul, « Attenuation of rotor vibration using controlled-pressure hydrostatic squeeze-film dampers », *Rotating Mach. Dyn.*, p. 99-108, 1987.
- [36] M. L. Adams, *Bearings: Basic Concepts and Design Applications*. CRC Press, 2018.
- [37] Y. Gun Ko et U. Su Choi, « Negative electrorheological fluids », *J. Rheol.*, vol. 57, n° 6, p. 1655-1667, 2013.
- [38] C. Boissy, P. Atten, et J.-N. Foulc, « On a negative electrorheological effect », *J. Electrostat.*, vol. 35, n° 1, p. 13-20, 1995.
- [39] A. Abed, « Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents », Université Hassiba Ben Bouali de Chlef, Département de Mécanique, 2017.
- [40] B. Pecheux, O. Bonneau, et J. Frêne, « Investigation about electrorheological squeeze film damper applied to active control of rotor dynamic », *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 3, n° 1, p. 53-60, 1997.
- [41] A. Bouzidane et M. Thomas, « An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration », *Comput. Struct.*, vol. 86, n° 3-5, p. 463-472, 2008.

- [42] A. Bouzidane et M. Thomas, « Equivalent stiffness and damping investigation of a hydrostatic journal bearing », *Tribol. Trans.*, vol. 50, n° 2, p. 257-267, 2007.
- [43] F. Ghezali, A. Bouzidane, et M. Thomas, « 3D Numerical investigation of pressure field of an orifice compensated hydrostatic bearing », *Mech. Ind.*, vol. 18, n° 1, p. 101, 2017.
- [44] A. Abed, A. Bouzidane, M. Thomas, et H. Zahloul, « Performance characteristics of a three-pad hydrostatic squeeze film damper compensated with new electrorheological valve restrictors », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 231, n° 7, p. 889-899, 2017.
- [45] A. Benariba, A. Bouzidane, M. Thomas, et R. Guilbault, « Numerical analysis of a rigid rotor mounted on four-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with micropolar lubricant », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 232, n° 5, p. 513-524, 2018.
- [46] A. Nemchi, A. Bouzidane, M. Thomas, et A. Abed, « Performance analysis of four-pad hydrostatic squeeze film dampers loaded between pads under laminar and turbulent flow conditions », *Tribol.-Mater. Surf. Interfaces*, vol. 12, n° 2, p. 59-70, 2018.
- [47] H. Aboshighiba, A. Bouzidane, M. Thomas, F. Ghezali, A. Nemchi, et A. Abed, « Pressure distribution in orifice-compensated turbulent hydrostatic bearing with fluid inertia effects using numerical simulations via Navier-Stokes », *Tribol.-Mater. Surf. Interfaces*, vol. 11, n° 1, p. 19-29, 2017.
- [48] M. Hammou, A. Bouzidane, M. Thomas, A. Benariba, et M. Bouzit, « Static and dynamic characteristics of an orifice compensated three-pad hydrostatic squeeze film damper », *Ind. Lubr. Tribol.*, 2018.
- [49] J. L. Nikolajsen et M. S. Hoque, « An Electroviscous Damper for Rotor Applications », *J. Vib. Acoust.*, vol. 112, n° 4, p. 440-443, oct. 1990, doi: 10.1115/1.2930126.
- [50] S. Morishita et J. Mitsui, « Controllable Squeeze Film Damper (An Application of Electro-Rheological Fluid) », *J. Vib. Acoust.*, vol. 114, n° 3, p. 354-357, juill. 1992, doi: 10.1115/1.2930269.

- [51] J. A. Tichy, « Behavior of a Squeeze Film Damper with an Electrorheological Fluid », *Tribol. Trans.*, vol. 36, n° 1, p. 127-133, janv. 1993, doi: 10.1080/10402009308983141.
- [52] S. Y. Jung et S.-B. Choi, « Analysis of a Short Squeeze-Film Damper Operating with Electrorheological Fluids », *Tribol. Trans.*, vol. 38, n° 4, p. 857-862, janv. 1995, doi: 10.1080/10402009508983480.
- [53] Y. K. Ahn, B.-S. Yang, et S. Morishita, « Directionally Controllable Squeeze Film Damper Using Electro-Rheological Fluid », *J. Vib. Acoust.*, vol. 124, n° 1, p. 105-109, juill. 2001, doi: 10.1115/1.1420702.
- [54] P. G. Nikolakopoulos et C. A. Papadopoulos, « Controllable high speed journal bearings, lubricated with electro-rheological fluids. An analytical and experimental approach », *Tribol. Int.*, vol. 31, n° 5, p. 225-234, mai 1998, doi: 10.1016/S0301-679X(98)00025-5.
- [55] Y. Guozhi, Y. F. Fah, C. Guang, M. Guang, F. Tong, et Q. Yang, « Electro-Rheological Multi-layer Squeeze Film Damper and Its Application to Vibration Control of Rotor System », *J. Vib. Acoust.*, vol. 122, n° 1, p. 7-11, juill. 1999, doi: 10.1115/1.568431.
- [56] Y. Zhang, J. Yu, D. Hou, S. Zhang, et H. Wu, « Study on properties of electrorheological fluid and its application in machining vibration control », in *Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions (ERM 2004)*, 0 vol., WORLD SCIENTIFIC, 2005, p. 971-977.
- [57] H. N. A. Kumar, D. J. Shilpashree, M. S. Adarsh, D. Amith, et S. Kulkarni, « Development of Smart Squeeze Film Dampers for Small Rotors », *Procedia Eng.*, vol. 144, p. 790-800, janv. 2016, doi: 10.1016/j.proeng.2016.05.088.
- [58] M. Irannejad et A. Ohadi, « Vibration analysis of a rotor supported on magnetorheological squeeze film damper with short bearing approximation: A contrast between short and long bearing approximations », *J. Vib. Control*, vol. 23, n° 11, p. 1792-1808, 2017.
- [59] O.-O. Christidi-Loumpasefski, I. Tzifas, P. G. Nikolakopoulos, et C. A. Papadopoulos, « Dynamic analysis of rotor-bearing systems lubricated with electrorheological fluids », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-Body Dyn.*, vol. 232, n° 2, p. 153-168, 2018.

- [60] X. Wang, H. Li, et G. Meng, « Rotordynamic coefficients of a controllable magnetorheological fluid lubricated floating ring bearing », *Tribol. Int.*, vol. 114, p. 1-14, 2017.
- [61] J. Zapoměl, P. Ferfecki, et J. Kozánek, « Modelling of magnetorheological squeeze film dampers for vibration suppression of rigid rotors », *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 127, p. 191-197, juill. 2017, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.11.009.
- [62] S. C. Sharma et C. B. Khatri, « Electro-rheological fluid lubricated textured multi-lobe hole-entry hybrid journal bearing system », *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, vol. 29, n° 8, p. 1600-1619, mai 2018, doi: 10.1177/1045389X17742731.
- [63] R. R. Mutra et J. Srinivas, « An Integrated Bearing Parameter Identification Approach Using A Nonlinear Optimisation Scheme », *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, vol. 16, n° 1, p. 6245-6262, 2019.
- [64] S. G. E. Lampaert et R. A. J. Van Ostayen, « Experimental results on a hydrostatic bearing lubricated with a magnetorheological fluid », *Curr. Appl. Phys.*, vol. 19, n° 12, p. 1441-1448, 2019.
- [65] M. A. Rkabi, H. Moeenfard, et J. Rezaeepazhand, « Vibration attenuation of rotor-bearing systems using smart electro-rheological elastomer supports », 2019, doi: 10.1007/S40430-019-1748-1.
- [66] M. Benadda, A. Bouzidane, M. Thomas, et R. Guilbault, « Dynamic behavior analysis of a rigid rotor supported by hydrostatic squeeze film dampers compensated with new electrorheological valve restrictors », *Ind. Lubr. Tribol.*, 2019.
- [67] A. Bouzidane et M. Thomas, « Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers », *Tribol. Trans.*, vol. 56, n° 5, p. 717-727, sept. 2013, doi: 10.1080/10402004.2013.788238.
- [68] H. ABOSHIGHIBA, « Etude de comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par des patins hydrostatiques: influence des forces d'inertie sur la réponse dynamique », PhD Thesis, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie-Mohamed Boudiaf

- [69] M. L. Adams, « Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting », 2000, doi: 10.1201/9780203902165.
- [70] F. O. Hamdoon, H. R. Al-Bugarbee, et A. S. Hameed, « TRANSIENT RESPONSE OF ROTOR SYSTEM UNDER DIFFERENT STARTUP SPEED PROFILES ».
- [71] W. J. Chen et E. J. Gunter, *Introduction to dynamics of rotor-bearing systems*. USA: Trafford Publishing, 2007.
- [72] M. LALANNE et G. FERRARIS, *Dynamique des rotors en flexion*. Ed. Techniques Ingénieur, 1996.

ملخص

إمكانية زيادة سرعات دوران الآلات الدوارة يتطلب تصاميم للدورات التي يجب أن تعمل في نطاق واحد أو أكثر من سرعاتها الحرجة. إذا هذه الدورات تعمل في نمطها المرن وهي عرضة لاهتزازات خطيرة. تنقسم دراستنا إلى قسمين، الأول يعتمد على دراسة السلوك الديناميكي الغير خطي لدوار صلب، في حين أن الثاني يعتمد على الاستجابة الديناميكية لعمود دوار مرن عمودي مدعوم بمحملين على طرفيه، أحدهما مدرجّة والأخر هو الحامل الهيدروستاتيكي الذكي. تم تقديمها على النحو التالي:

- في القسم الأول، تم تطوير نموذج نظري، من أجل دراسة السلوك الديناميكي الغير خطي للدوار الصلب مدعوم بحامل هيدروستاتيكي مدعوم بصمامات كهروبولوجية جديدة. تم تطوير وتقديم نموذج الحامل الهيدروستاتيكي للضغط الهيدروستاتيكي الغير خطي. حيث تم مقارنة النتائج الغير خطية مع تلك التي تم الحصول عليها باستخدام نهج خطي. تظهر النتائج توافق جيد بين الطريقة الخطية والغير خطية عندما تكون قوة عدم المتوازن صغيرة. تمت الدراسة تحت تأثير عدة عوامل كالانحراف اللامركزي وسرعة الدوران والمجال الكهربائي على استجابة الاهتزاز والقوة المرسلّة لـ HSFJ باستخدام النماذج الخطية والغير خطية. تظهر النتائج العديدة أن هذا النوع من المحامل الهيدروستاتيكي الذكية يوفر للمصممين الهيدروستاتيكيين تكويناً جديداً مناسباً للتحكم في اهتزازات الدوار وتحمل القوى المرسلّة، خاصة للسرعة العالية.
- في القسم الثاني، يتم إجراء دراسة على دوار عمودي مرن مدعوم بمحملين على طرفيه، أحدهما عبارة عن مدرجّة والأخر هو عبارة عن حامل هيدروستاتيكي ذكي بثلاث منصات مزودة بسائل كهروبولوجي سلمي من خلال صمامات كهروبولوجية. يتم حساب قوى الغشاء الهيدروستاتيكي الغير خطي تحليلياً من خلال افتراض محمل طويل جداً، في حين يتم حساب نموذج الدوار عددياً من أجل الحصول على قيمة الاهتزازات والقوى المرسلّة. تم تطوير معادلات الحركة من أجل نموذج ب8 DDI، حيث يتم استخدام طريقة العناصر المحدودة لتقدير الدوار. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن اهتزازات العمود الدوار والقوى المرسلّة تنخفض عند تطبيق مجال كهربائي داخل الصمام الكهربائي.

RÉSUMÉ

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. Notre étude comporte deux volets, l'un portant sur le comportement dynamique non linéaire d'un rotor rigide et l'autre portant sur la réponse dynamique d'une ligne d'arbre flexible montée verticalement sur deux paliers à ses extrémités, l'un est un roulement et l'autre est un palier hydrostatique intelligent. Ils sont présentés comme suit :

- Dans la première section, un modèle théorique a été développé afin d'étudier le comportement dynamique non linéaire d'un rotor rigide soutenu par un palier hydrostatique intelligent à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers une valve électrorhéologique. Un modèle du film fluide hydrostatique non linéaire est développé et présenté. Les résultats non linéaires sont comparés à ceux obtenus en utilisant une approche linéaire. Les résultats montrent un bon accord entre les méthodes linéaire et non linéaire lorsque la force déséquilibrée est faible. Les effets de l'excentricité, de la vitesse de rotation et du champ électrique sur la réponse vibratoire et la force transmise du HSFJ sont étudiés à l'aide des modèles linéaires et non linéaires. Les résultats numériques démontrent que ce type de palier hydrostatique intelligent à film compressible fournit aux concepteurs hydrostatiques une nouvelle configuration de palier adaptée pour contrôler les vibrations du rotor et les forces transmises par le palier, en particulier à haute vitesse.
- Dans la deuxième section, une étude transitoire est effectuée sur un rotor flexible monté sur deux paliers à ses extrémités, l'un est un roulement et l'autre est un palier hydrostatique intelligent à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers une valve électrorhéologique. Les forces du film fluide hydrostatique non linéaire sont calculées analytiquement en considérant l'hypothèse d'un palier à infiniment long, tandis que le modèle du rotor est calculé numériquement afin d'obtenir l'amplitude des vibrations et les forces transmises. Les équations de mouvement sont développées pour un simple modèle à 8DDL, où la méthode des éléments finis est utilisée pour la discrétisation du rotor. Les résultats obtenus montrent que les vibrations du rotor et les forces transmises diminuent lors de l'application d'un champ électrique à l'intérieur de la valve électrorhéologique.

ABSTRACT

The tendency to increase rotation speed of rotating machines requires rotor designs, which must operate above of one or many of their critical speeds. These rotors operate in their flexible mode and are subject to important vibrations. Our study divided in two sections; the first one based on a nonlinear dynamic behavior of a rigid rotor, while the second one based on a dynamic response of a flexible shaft set vertically supported by two bearing on its extremities, one is a rolling element bearing and the other is a three-pad smart hydrostatic journal bearing. They presented as following:

- In the first section, a theoretical model developed, in order to study the nonlinear dynamic behavior of a rigid rotor supported by hydrostatic squeeze film dampers compensated with new electrorheological valve restrictors. A nonlinear hydrostatic squeeze film damper model is developed and presented. The nonlinear results are compared with those obtained using a linear approach. The results show good agreement between the linear and nonlinear methods when the unbalanced force is small. The effects of unbalance eccentricity, rotation speed and electric field on the vibration response and the transmitted force of the HSFJ are investigated using the linear and nonlinear models. The numerical results demonstrate that this type of smart hydrostatic squeeze film damper provides to hydrostatic designers a new bearing configuration suitable to control rotor vibrations and bearing transmitted forces, especially for high speed.
- In the second section, a transient study is done on a flexible rotor mounted on two bearing on its extremities, one is a rolling element bearing and the other is a three-pad smart hydrostatic journal bearing lubricated with a negative electrorheological fluid through an electrorheological valve. The nonlinear hydrostatic film forces are calculated analytically by considering the assumption of a long journal bearing, while the rotor model is calculated numerically in order to obtain the vibrations amplitude and the transmitted forces. The equations of motion are developed for a simple nontrivial 8 DOF, where the finite element method is used for the rotor discretization. The results obtained show that the rotor vibrations and transmitted forces decrease when applying an electric field inside the electrorheological valve.