



PROJET DE FIN D'ETUDE MASTER

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

Conception et modélisation d'un nouveau palier
hydrostatique pour contrôler les vibrations des rotors
sous forte charge dynamique

Préparé par :

BELLAHRECHE Youcef
KADA Abdelkrim

Soutenu publiquement le : 12/06/2023 devant le jury composé de :

M. ELGUERRI Mohamed	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. BENARIBA Aboubaker	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examinateur
M. ATHMANI Houari	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examinateur
M. BOUZIDANE Ahmed	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Remerciement :

Nous remercions "Allah aâzawadjel" de m'avoir données le courage, la patience, la santé et la volonté d'arriver à la fin de ce projet.

Nous remercions Monsieur BOUZIDANE Ahmed, l'encadreur de notre projet de Master réalisé au sein de l'université Ibn Khaldoun qu'il trouve ici l'expression de notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements pour son aide, sa disponibilité, ses conseils, sa prise en charge et pour tous les moyens nécessaires mise à mon disposition afin de réaliser ce projet.

Nous remercions aussi Monsieur Elguerri Mohamed, Maître de Conférences "A" à l'Université Ibn Khaldoun pour l'honneur qu'il nous a fait de bien vouloir accepter de présider ce jury.

Nous sommes très honorés que Monsieur BENARJBA Aboubaker et Athmani Houari ont acceptés de participer à l'examen de ce modeste travail.

Nos remerciements vont aussi en particulier à tous nos amis pour leurs soutiens et encouragements.

Grand merci à tous nos enseignants de département de génie mécanique pour leurs efforts durant les années théoriques et leurs gentillesse, accepteriez l'expression de notre reconnaissance.

DEDICACES

À

MES CHERS PARENTS,

MES FRÈRES ET MA SŒUR,

TOUS MES AMIS,

Bellahreche Youcef

DEDICACES

À

MES CHERS PARENTS,

MA FAMILLES,

MES FRÈRES ET SŒURS,

Kada Abdelkr

Tableaux de matières

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1	
I.1 INTRODUCTION.....	2
I.2 DYNAMIQUE DES ROTORS	3
I.2.1 BALOURD	4
I.2.2 COEFFICIENTS DYNAMIQUES LINEARISES	5
I.2.2 COEFFICIENTS DYNAMIQUES NON-LINEAIRES	6
I.3 TYPES DE PALIERS	6
I.3.1 PALIERS DE ROULEMENTS	7
I.3.1.1 AVANTAGES :.....	8
I.3.1.2 INCONVENIENTS :.....	8
I.3.2 PALIERS SECS	9
I.3.3 PALIERS POREUX	9
I.3.3.1 AVANTAGES :.....	9
I.3.3.2 INCONVENIENT :.....	10
I.3.4 PALIERS MAGNETIQUES	10
I.3.4.1 PRINCIPAUX PALIERS MAGNETIQUES.....	10
I.3.4.2 LE PALIER MAGNETIQUE PASSIF	11
I.3.4.3 LE PALIER MAGNETIQUE ACTIF	11
I.3.4.4 AVANTAGES	11
I.3.4.5 INCONVENIENTS.....	11
I.3.5 PALIERS HYDRODYNAMIQUES :.....	12
I.3.6 PALIERS HYDROSTATIQUES	12
I.3.6.1 LUBRIFICATION HYDROSTATIQUE	13
I.3.6.2 ALIMENTATION A DEBIT CONSTANT :	14
I.3.6.3 ALIMENTATION A PRESSION CONSTANTE	15
I.3.6.4 DOMAINE D'APPLICATION DES PALIERS HYDROSTATIQUES	15
I.3.6.5 AVANTAGE	15
I.3.6.6 INCONVENIENTS DES PALIERS HYDROSTATIQUES.....	16
I.3.6.7 CONFIGURATIONS GEOMETRIQUES DES PALIERS HYDROSTATIQUES A QUATRE PATINS	16
I.4 MODELISATION DYNAMIQUE.....	17
I.4.1 ÉQUATION DE REYNOLDS	17
I.4.2 DISCRETISATION DE L'ÉQUATION DE REYNOLDS	19
I.4.3 RESOLUTION NUMERIQUE DU SYSTEME D'ÉQUATIONS	21
I.4.4 CALCUL DE LA PRESSION D'ALVEOLE	22
I.4.5 DEBIT TOTAL DU LUBRIFIANT	23
I.4.6 LA CHARGE PORTANTE	23
I.4.7 CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES.....	24
I.4.8 CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES EQUIVALENTS.....	25
I.5 CONTROLE DES VIBRATIONS	25
I.5.1 CONTROLE PASSIF.....	25
I.5.2 CONTROLE ACTIF.....	25
I.6 CONCLUSION	26
CHAPITRE II	
II.1 INTRODUCTION.....	28
II.2 MODEL MATHEMATIQUE	30
II.3 METHODE DE RESOLUTION	33
II.3.1. METHODE DE COMPLIANCE	34
II.3.2 METHODE DE RESOLUTION AVEC ANSYS APDL :.....	35
II.4 CONCLUSION	37
CHAPITRE III ETUDE ET SIMULATION NUMERIQUE DU PALIER HYDROSTATIQUE POUR CONTROLLER LES VIBRATIONS	

III.1 INTRODUCTION.....	39
III.2 LES CARACTERISTIQUES DU PALIER SONT LES SUIVANTS.....	39
III.3 ORGANIGRAMME DE CALCUL.....	41
III.4 RESULTAT DE L'INTERPRETATION.....	42
III.4.1 VALIDATION DU CODE DE CALCUL DE ANSYS APDL.....	42
III.4.2 ANALYSE DE L'EFFET DE LA PRESSION D'ALIMENTATION.....	42
III.4.3 ANALYSE DE L'EFFET DE LA VISCOSITE DYNAMIQUE.....	45
III.4. 4 ANALYSE DE L'EFFET L'EPAISSEUR DE FILM.....	47
III.7.CONCLUSION.....	50
CONCLUSION GENERALE.....	51
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	53

LISTE DES FIGURES

FIGURE I.1 : EXEMPLE DES ROTORS ENDOMMAGER	3
FIGURE I.2 : EXEMPLE ROTOR DE JEFFCOTT	4
FIGURE I.3 : BALOURD	5
FIGURE I.4 : ROULEMENTS A BILLES	7
FIGURE I.6 : COUPE SCHEMATIQUE D'UN PALIER POREUX.....	10
FIGURE I.7 : PALIER ET BUTEE HYDRODYNAMIQUES.....	12
FIGURE I.8 : PALIER HYDROSTATIQUE AVEC ORIFICES.....	13
FIGURE I.9 : SCHEMATISATION DE LA LUBRIFICATION HYDROSTATIQUE.....	14
FIGURE I.10 : ALIMENTATION A DEBIT CONSTANT.....	14
FIGURE I.11 : ALIMENTATION A PRESSION CONSTANT	15
FIGURE I.12 : CONFIGURATIONS DE PALIERS HYDROSTATIQUES A 4 BUTEES HYDROSTATIQUES.	17
FIGURE I.13 : CONDITIONS AUX LIMITES D'UNE BUTEE HYDROSTATIQUE.....	18
FIGURE I.14 : DOMAINE DE CALCUL	20
FIGURE III.1 : LIGNE D'ARBRE D'UNE MACHINE TOURNANTE.....	29
FIGURE II.2 : PALIERS HYDROSTATIQUES A SUPPORT FLEXIBLE	30
FIGURE II.3 : SCHEMA DU SYSTEME SELON L'AXE X.....	31
FIGURE III.4 : SCHEMA DU NŒUD 2 SELON L'AXE X.....	31
FIGURE II.5 : SCHEMA DU SYSTEME SELON L'AXE Y	32
FIGURE II.6: SCHEMA DU SYSTEME SELON L'AXE Y	32
FIGURE II.7 : DECLARATION DES NŒUDS PAR ANSYS APDL.....	37
FIGURE III.1 : SCHEMATISATION DU PATIN	39
FIGURE III.2 : ORGANIGRAMME GENERALE DE CALCUL LINEAIRE	41
FIGURE III.3 : INFLUENCE DE LA PRESSION D'ALIMENTATION PS SUR L'AMPLITUDE DU PALIER EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE PALIER AVEC $M=0.0135$ PA.S ET $B_0=0.58$	43
FIGURE III.4 : INFLUENCE DE LA PRESSION D'ALIMENTATION SUR L'ANGLE θ EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE DISQUE AVEC $M=0.0135$ PA. S ET $B_0=0.58$	43
FIGURE III.5 : INFLUENCE DE LA PRESSION D'ALIMENTATION PS SUR FORCE TRANSMISE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE PALIER AVEC $M=0.0135$ PA.S ET $B_0=0.58$	44
FIGURE III.6 : INFLUENCE DE LA PRESSION D'ALIMENTATION PS SUR L'AMPLITUDE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE PALIER AVEC $M=0.0135$ PA.S ET $B_0=0.58$	45
FIGURE III.7 : INFLUENCE DE LA VISCOSITE SUR L'ANGLE DE ROTATION θ EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE DISQUE AVEC $PS=5$ BAR ET $B=0.58$	46
FIGURE III.8 : INFLUENCE DE LA VISCOSITE SUR LA FORCE TRANSMISE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION POUR $PS=5$ BAR ET $B=0.58$	47
FIGURE III.9 : INFLUENCE DE L'EPAISSEUR DE FILM SUR L'AMPLITUDE DE VIBRATION DU PALIER EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION POUR $PS=5$ BAR ET $B=0.58$	48
FIGURE III.10 : INFLUENCE DE L'EPAISSEUR DE FILM SUR L'AMPLITUDE DE VIBRATION DU ROTOR EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION POUR $PS=5$ BAR ET $B=0.58$	48
FIGURE III.11 : INFLUENCE DE RAPPORT DE PRESSION B_0 SUR LA FORCE TRANSMISE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION AU NIVEAU DE PALIER AVEC $PS=5$ BAR ET $M=0.0135$ PA.S	49

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU III.1 : CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU PALIER EN REGIME HYDROSTATIQUE (PS=5BAR, M=0.05, B=0.58, P=890KG/M ³ , A/A=B/B=0.5, DC=1.2E- ³ M, LC=58E- ³ M) .	40
TABLEAU III.2 : CALCUL DE FREQUENCES PAR LA MATLAB ET ANSYS APDL	42
TABLEAU III.3 : RESULTATS PRINCIPAUX DE SIMULATION DE L'EFFET DE PRESSION D'ALIMENTATION A LA RESONANCE.	44
TABLEAU III.4 : RESULTATS PRINCIPAUX DE SIMULATION DE L'EFFET DE PRESSION D'ALIMENTATION A LA RESONANCE.	45
TABLEAU III.5 : RESULTATS PRINCIPAUX DE SIMULATION DE L'EFFET DE LA VISCOSITE μ A LA RESONANCE.....	46
TABLEAU III.7 : RESULTATS PRINCIPAUX DE SIMULATION DE L'EFFET DU RAPPORT DE PRESSION B0 A LA RESONANCE.....	49
TABLEAU III.8 : RESULTATS PRINCIPAUX DE SIMULATION DE L'EFFET DU RAPPORT DE PRESSION B0 A LA RESONANCE.....	50



Introduction générale

Introduction générale

L'industrie mécanique innove toujours au milieu d'un changement constant. Les fabricants sont encouragés à améliorer leurs produits. Les progrès de la conception et de la fabrication permettent désormais aux machines de fonctionner à des plages de régime de plus en plus élevées, ce qui augmente les performances et l'efficacité de la machine. Cependant, les efforts générés deviennent de plus en plus importants, exerçant de fortes pressions sur le comportement dynamique global de la machine, et les amplitudes de vibration deviennent souvent trop élevées pour que la structure puisse les supporter. Pour cela, il est nécessaire de contrôler l'amplitude de déformation de l'arbre et de connaître sa fréquence de résonance pour éviter des vibrations excessives qui conduisent à une baisse d'efficacité, un bruit excessif, etc. ; de telles vibrations peuvent même conduire à une instabilité et à des dommages du système : Défaillance due à la fatigue, endommagement des roulements, friction rotor/stator. La dynamique des machines tournantes est plus que jamais d'actualité.

La maîtrise du comportement vibratoire nécessite la connaissance des propriétés des paliers hydrostatiques et les dynamiques des rotors, et création une solution innovante et efficace pour réduire les vibrations des rotors sous forte charge dynamique ce qui contribuera à améliorer la performance et la durabilité des machines tournantes.

L'objectif de ce thème porte sur l'étude de palier hydrostatique pour contrôler les vibrations des rotors sous forte charge dynamique.

Ce thème de master est divisé en trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique nous avons parlé des propriétés les plus importantes des paliers hydrostatiques et les vibrations des rotors.

Le Deuxième chapitre présente les modèles mathématiques concernant l'étude du palier hydrostatiques.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude et à la simulation du comportement dynamique. Cette étude consiste à étudier l'effets de la pression d'alimentation P_s et la viscosité sur le palier hydrostatique.

Introduction générale

A la fin, une conclusion générale est présentée sur le travail qui a été effectué ainsi que les résultats et les recommandations que nous jugeons acceptables. Les résultats obtenus sont très intéressants et peuvent être publiés dans des journaux scientifiques.



*Chapitre 1 : Etude
Bibliographique*

I.1 Introduction

Ce chapitre fournira une étude bibliographique de la recherche sur la conception et la modélisation de nouveaux roulements hydrostatiques pour contrôler les vibrations des rotors sous de fortes charges dynamiques. Le chapitre commencera par discuter des différents types de roulements hydrostatiques qui ont été utilisés pour contrôler les vibrations du rotor. Le chapitre traitera ensuite des différentes méthodes utilisées pour modéliser le comportement dynamique des roulements hydrostatiques. Le chapitre se terminera par une discussion des orientations futures de la recherche dans ce domaine.

I.2 Dynamique des rotors

La dynamique des arbres et des rotors est une discipline qui présente une histoire remarquable, résultant d'une interaction étroite entre la théorie et la pratique. Elle se concentre principalement sur l'étude du comportement vibratoire des machines tournantes telles que les pompes, les turbines et les compresseurs. Bien que la compréhension de la dynamique des arbres et des rotors remonte à l'invention de la roue, ses recherches approfondies ont réellement commencé avec Rankine [1]. En 1869, Rankine publia un article sur les mouvements de tournoiement d'un arbre en rotation. Cependant, il a mal interprété la deuxième loi de Newton en utilisant un modèle inapproprié, concluant ainsi qu'à une certaine vitesse de rotation critique, l'arbre fléchirait de manière significative et que son fonctionnement au-delà de cette vitesse serait impossible.



Figure I.1 : Exemple des rotors endommager

La dynamique des rotors concerne l'étude de la stabilité des mouvements des machines tournantes. L'analyse de la dynamique des rotors nous permet de renforcer et d'améliorer les performances de ces machines. Lorsque la vitesse de rotation des rotors augmente, il arrive souvent que leur niveau de vibration dépasse un seuil critique appelé vitesse critique. Cette vibration est généralement causée par un déséquilibre des rotors, et si l'amplitude de la vibration à ces vitesses devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire.

Le premier modèle de rotor réussi a été proposé par Föppl [2] en 1895. Ce modèle consistait en un unique disque placé au centre d'un arbre circulaire, sans amortissement. Föppl a démontré que le fonctionnement en régime supracritique était stable. Malheureusement, ses travaux ont été publiés dans une revue allemande de génie civil peu connue au sein de la communauté de la dynamique des rotors de l'époque.

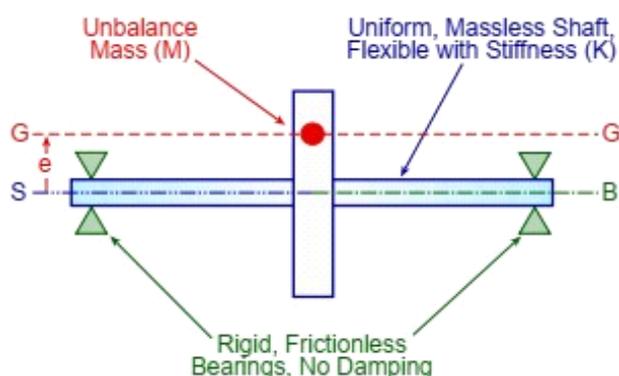


Figure 1.2 : Exemple rotor de Jeffcott

En 1919, Jeffcott [3] a conçu le même modèle, mais cette fois avec un système d'amortissement, et a publié ses travaux dans une revue anglaise largement lue. En conséquence, au Royaume-Uni et aux États-Unis, le rotor à disque unique est communément appelé rotor Jeffcott. Au fil du temps, de nombreuses variantes du rotor Jeffcott ont été étudiées, mais ses caractéristiques les plus fréquentes comprennent un unique disque rigide monté sur un arbre circulaire flexible, soutenu par des paliers à chaque extrémité.

Le modèle de rotor de Jeffcott est clairement une simplification excessive des rotors réels, mais il offre néanmoins une compréhension de nombreuses caractéristiques du

comportement des rotors dans le monde réel, notamment les vitesses critiques, l'effet gyroscopique et l'effet déstabilisateur de l'amortissement interne.

Pour tenir compte des charges dynamiques ou lorsque le rotor fonctionne en dehors de sa plage de stabilité, il est nécessaire d'utiliser les modèles les plus appropriés pour calculer son comportement. Bonneau (1989) [4], Kassai (1989) [5] et Bonneau (1997) ont présenté la modélisation d'un rotor utilisant la méthode des éléments finis, prenant en compte les effets gyroscopiques. Cette approche permet une analyse plus précise et réaliste du comportement du rotor dans des conditions réelles.

I.2.1 Balourd

Même si la masse du balourd est négligeable par rapport à celle du rotor, un déséquilibre résiduel subsiste toujours dans les rotors, quelle que soit leur équilibrage. Ce phénomène est dû aux résultats des tolérances de fabrication, à l'usure opérationnelle et à l'influence de la température (voir Figure I.3).

Distorsions, le déséquilibre est créé, il doit donc être pris en compte dans la modélisation.

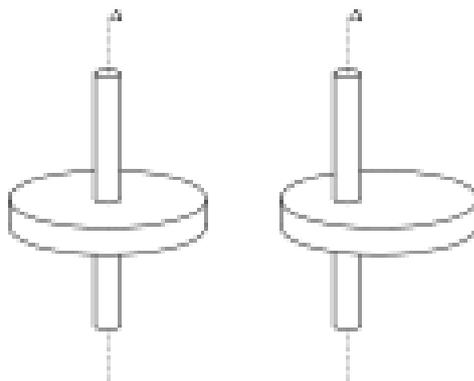


Figure I.3 : balourd

I.2.2 Coefficients dynamiques linéarisés

La communauté scientifique n'a pas immédiatement accepté la notion des coefficients dynamiques linéarisés [6]. Dans cette même référence, l'auteur explique que cela est dû à l'évidence de la non-linéarité des forces du fluide. Cependant, cette idée est rapidement devenue très populaire et pratique, en particulier dans le domaine de l'ingénierie. Le nombre

d'articles publiés à ce sujet en est la meilleure preuve.

Il existe deux méthodes pour évaluer les coefficients dynamiques linéarisés :

- La méthode de perturbation infinitésimale de Lund [7].
- La méthode de variation numérique [8].

Dans leur article, Qiu et Tieu ont calculé les coefficients dynamiques à différentes amplitudes de perturbation. Ils ont conclu que pour obtenir une bonne concordance entre les deux approches (avec une erreur de l'ordre de 2,5%), les déplacements et les vitesses des perturbations doivent respectivement être de 5% et 4%.

Cependant, lorsque les déplacements deviennent trop importants (sous l'effet de forts balourds), les résultats obtenus par la linéarisation deviennent médiocres. Plusieurs auteurs ont étudié la validité de l'approximation linéaire des forces du fluide. En 1987, Lund a rapporté que cette approche n'est valable que pour des déplacements (excentricité dynamique) de l'ordre de 0,4 du jeu radial (épaisseur du film) [6]. D'autres auteurs ont trouvé un résultat moins optimiste, se situant autour de la valeur de 0,2 du jeu radial. Cette valeur est la plus couramment adoptée dans la littérature [8] [9].

I.2.2 Coefficients dynamiques non-linéaires

Le comportement dynamique des rotors présentant un fort balourd est non linéaire et peut être très dangereux. Ces situations se produisent, par exemple, lors de la perte soudaine de l'une ou de plusieurs aubes d'une turbine.

Pour modéliser ce comportement non linéaire, deux approches sont utilisées :

- La résolution du problème couplé sans approximation.
- L'utilisation de coefficients dynamiques non linéaires.

Choy et al. [10] ainsi que Chu et al. [11]. Ont inclus des termes d'ordre supérieur dans l'expansion en série de Taylor pour représenter la force du fluide. Les coefficients de rigidité, l'amortissement et hybrides non linéaires ont été calculés à différents emplacements autour de la position d'équilibre. Ils ont montré que, même lorsque les déplacements s'éloignent de la position d'équilibre, bien que la non-linéarité des forces du fluide devienne

significative, elle peut être précisément modélisée à l'aide de ces coefficients.

Le calcul des coefficients non linéaires n'est pas direct par rapport au cas linéaire. La forme polynomiale à plusieurs variables (déplacements et vitesses dans les deux directions x et y) comprend plusieurs coefficients. Leur nombre dépend du degré d'approximation adopté, et leur détermination peut être réalisée par plusieurs méthodes telles que les moindres carrés [12], la régression multiple [13] ou la génération d'un système linéaire par suivi d'orbite [13].

I.3 Types de paliers

Le palier est un support ou guide qui détermine la position d'une pièce mobile par rapport aux autres pièces d'un mécanisme [14].

Dans la pratique, les principaux supports sont :

- Paliers de roulements.
- Paliers secs.
- Paliers poreux.
- Paliers magnétiques.
- Paliers fluides (hydrodynamique, hydrostatique).

I.3.1 Paliers de roulements

Dans un palier à roulements, le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires tels que les billes, les rouleaux et les aiguilles [15]. Les roulements peuvent être classés en deux types : les roulements à billes, qui offrent un faible frottement à des vitesses de rotation élevées, et les roulements à rouleaux, qui offrent une capacité de charge élevée grâce à leur contact linéaire, mais présentent un frottement plus élevé. Dans chaque catégorie, il existe plusieurs configurations géométriques disponibles [16].

Les paliers à roulements peuvent supporter des charges plus élevées tout en réduisant l'usure et le frottement grâce à leur coefficient de frottement très faible au démarrage. Ils offrent ainsi plusieurs avantages. Cependant, ils peuvent également présenter quelques inconvénients.



Figure I.4 : Roulements à billes



Figure I.5 : Roulement à rouleaux

I.3.1.1 Avantages :

- Installation simple et facile à remplacer.
- Durée de vie prévisible.
- Possibilité de graissage à vie.
- Possibilité de supporter des charges combinées.
- Faible coût.
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification.

- Assurent un meilleur alignement radial et axial.

I.3.1.2 Inconvénients :

- Problèmes de fatigue plus importants.
- Faible capacité d'amortissement.
- Encombrement radial important.
- Générateur de bruits.
- Fréquence de rotation limitée.
- Diamètre nominal limité.

I.3.2 Paliers secs

Ces paliers sont principalement composés d'une matrice imprégnée de graphite, telle que de la résine, du métal ou du carbone. Ils sont conçus pour être utilisés sans ajout externe de lubrifiant.

Le frottement à sec présente des risques particuliers pour les pièces soumises à cette condition. La chaleur générée peut provoquer une fusion partielle entre les surfaces en contact, entraînant ainsi un grippage.

Ces paliers ne sont recommandés que pour des systèmes qui fonctionnent rarement, à basse vitesse et avec de faibles charges. Ils doivent être considérés dans des applications où la présence et le maintien d'un film lubrifiant sont impossibles, comme dans le vide spatial, par exemple [14].

I..3 Paliers poreux

Les paliers à coussinets poreux, également connus sous le nom de paliers autolubrifiants, présentent une caractéristique essentielle. Ils utilisent un coussinet imprégné d'huile qui agit comme un réservoir de lubrifiant. La couche autolubrifiante est composée d'une poudre frittée à haute température, telle que du bronze, du fer ou du cuivre. Ces paliers possèdent des pores remplis d'huile, représentant environ 16 à 36 % du volume total. Dans un palier poreux, l'huile circule à la fois dans l'espace libre, de manière

circonférentielle et axiale, ainsi que dans le coussinet, de la zone de haute pression vers la zone de basse pression. L'huile traverse la surface interne du coussinet, du film vers le coussinet dans la zone de haute pression, puis du coussinet vers le film dans la zone de basse pression. Cependant, il convient de noter que l'utilisation de ces paliers est limitée par la température de fonctionnement [14].

I.3.3.1 Avantages :

- L'absence de l'alimentation du lubrifiant permet d'avoir un montage simple.
- Faible coût de fabrication du coussinet.

I.3.3.2 Inconvénient :

- Ils ne supportent pas les grandes vitesses et les grandes charges.
- Un couple de démarrage faible.
- Ils nécessitent un grand couple au démarrage à des basses températures [14].

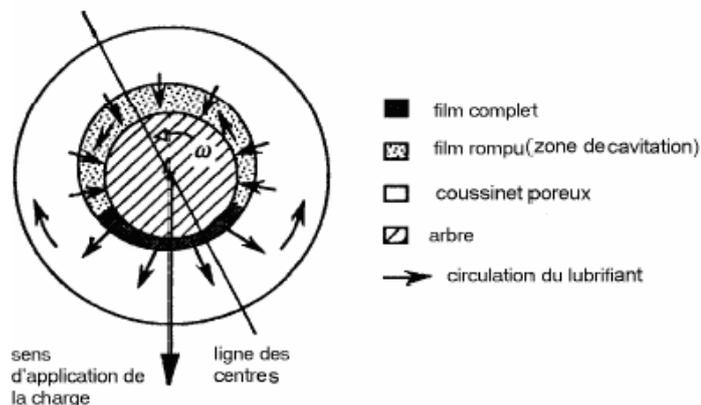


Figure I.6 : Coupe schématique d'un palier poreux

I.3.4 Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques offrent de nombreux avantages significatifs. Ils éliminent tout contact entre l'arbre et le bâti, éliminant ainsi les problèmes de frottement et la nécessité de lubrifiants. Ces paliers se distinguent par leur précision exceptionnelle en matière de

guidage. Ils peuvent fonctionner dans des conditions de vide et sont adaptés à une large plage de températures allant de -200°C à 450°C , tout en dissipant une quantité d'énergie mécanique pratiquement nulle. Ces paliers utilisent des champs magnétiques pour atteindre les mêmes fonctions de lévitation, de centrage et de contrôle de poussée que celles assurées par des mécanismes mécaniques conventionnels.

I.3.4.1 Principaux paliers magnétiques

On distingue deux types de paliers magnétiques : les paliers "actifs" et les paliers "passifs". La majorité des systèmes de paliers magnétiques commerciaux sont de type actif. Les paliers magnétiques actifs permettent d'obtenir un roulement sans contact en utilisant des capteurs de position et des circuits électroniques qui contrôlent les électroaimants. Ces derniers assurent la stabilité de lévitation de l'élément en rotation.

I.3.4.2 Le palier magnétique passif

Ce type de palier est construit à partir d'aimants permanents ou d'électroaimants à courant d'excitation constante, utilisant soit les forces de répulsion, soit les forces d'alignement. Cependant, leur principal inconvénient réside dans leur faible capacité d'amortissement. C'est pourquoi les paliers magnétiques actifs sont privilégiés en raison de leur rigidité, de leur capacité d'amortissement et de leur capacité à atténuer les forces de déséquilibre dans les systèmes en rotation [17].

I.3.4.3 Le palier magnétique actif

Le fonctionnement de ce palier repose sur l'attraction entre des électroaimants à excitation variable, contrôlés par des détecteurs de déplacement. Un palier actif se compose généralement d'un électroaimant où un courant est appliqué à chaque bobine pour générer des forces d'attraction. Un capteur mesure le déplacement du rotor par rapport à sa position de référence, tandis qu'un microprocesseur agit en tant que contrôleur, recevant un signal de contrôle à partir de cette mesure. Un amplificateur de puissance transforme ensuite ce signal en un courant de contrôle qui génère un champ magnétique dans les électroaimants. Ces forces magnétiques permettent de léviter le rotor en rotation et de le maintenir en position de flottement sans contact [20].

I.3.4.4 Avantages

- Grande rigidité statique.
- Rigidité dynamique réglable permettant d'influencer la vitesse critique du rotor.
- Amortissement élevé utile pour éviter certains phénomènes d'instabilité (fonctionnement en supercritique).
- Position de l'axe de rotation réglable (position nominale).
- Diagnostique permanent de la machine en fonctionnement.
- Réduction importante des pertes [19].

I.3.4.5 Inconvénients

- Mise en œuvre coûteuse.
- Nécessité d'un système électronique.

I.3.5 Paliers hydrodynamiques :

Dans ce cas, un fluide visqueux est utilisé pour complètement séparer les surfaces en présence. La pression dans le film fluide est générée par le déplacement relatif des surfaces et la géométrie du contact. Les paliers hydrodynamiques (HD) sont des éléments fluides utilisés pour guider les arbres de machines en rotation. Ils peuvent être classés en deux catégories : les paliers radiaux et les paliers axiaux, également connus sous le nom de paliers de butée.

Les paliers hydrodynamiques sont couramment utilisés pour supporter des charges radiales et guider des rotors de grandes dimensions, en particulier dans des conditions de fonctionnement sévères, telles que des charges et des fréquences de rotation élevées. Afin de remplir leur fonction de manière optimale, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus. Il existe deux types de configurations de paliers hydrodynamiques :

- les paliers à géométrie variable

- les paliers à géométrie fixe [20].



Figure I.7 : Palier et butée hydrodynamiques

I.3.6 Paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques, largement utilisés dans l'industrie des machines-outils, offrent une grande rigidité du film fluide, une faible perte de puissance, un mouvement sans à-coups et peuvent être conçus pour répondre aux exigences spécifiques des machines-outils. Ces types de paliers nécessitent généralement des dispositifs de contrôle du flux pour réguler leurs caractéristiques de roulement [21].

Dans un palier hydrostatique, les surfaces sont séparées par un film de liquide qui est poussé entre elles sous pression. Contrairement aux paliers hydrodynamiques, où le film de pression est généré par le mouvement relatif des surfaces de palier, un film complet est présent en permanence dans un palier hydrostatique, même à vitesse nulle. De plus, le frottement dû au cisaillement visqueux diminue jusqu'à zéro à vitesse nulle. Le terme "hydrostatique" est couramment utilisé pour décrire les paliers à pression externe avec des dispositifs de contrôle du débit [16].

Les paliers hydrostatiques peuvent supporter des charges élevées, même en l'absence de rotation du rotor, et offrent une rigidité et un amortissement élevés.



Figure 1.8 : Palier hydrostatique avec orifices

I.3.6.1 Lubrification hydrostatique

L'histoire des paliers fluides hydrostatiques remonte à L.D. Girard en 1862, qui les a utilisés dans une étude portant sur des trains glissant sur des paliers hydrostatiques plats. Cette méthode de lubrification est utilisée lorsque les surfaces en mouvement sont à une vitesse relativement faible, permettant ainsi la génération d'une pression de soutien. Elle nécessite deux types de surfaces : l'une lisse et l'autre comportant des alvéoles qui sont reliées à une source de pression (pompe). Ce type de lubrification comporte deux zones distinctes :

1. Les zones AB et CD, où l'épaisseur h du film fluide lubrifiant est négligeable par rapport à la largeur des composants. La pression dans cette zone est déterminée par l'équation de Reynolds.

2. La zone BC correspond à l'alimentation externe de pression constante. L'épaisseur du film dans cette zone est d'environ 20 fois supérieure à celle du film fluide dans les autres zones.

Ces paliers hydrostatiques ont été développés pour permettre une lubrification efficace dans des situations où les vitesses de surface sont basses, offrant ainsi une capacité de soutien et de séparation des surfaces pour réduire l'usure et les frottements.

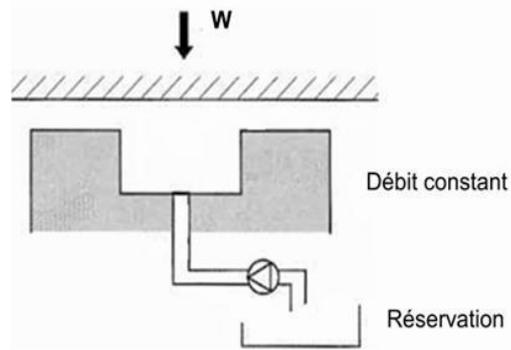


Figure I.9 : Schématisation de la lubrification hydrostatatique

Il existe deux principales méthodes pour introduire le fluide à l'intérieur du composant et qui sont [22] :

I.3.6.2 Alimentation à débit constant :

Pour alimenter l'alvéole ou les alvéoles d'un système de palier hydrostatatique, une pompe à débit constant est positionnée entre le réservoir et l'alvéole. Si le système comporte plusieurs alvéoles, il est nécessaire d'alimenter chacune d'entre elles avec une pompe dédiée. Cependant, cette méthode présente des limites en termes de coût et d'utilisation, ce qui explique pourquoi elle est peu couramment employée.

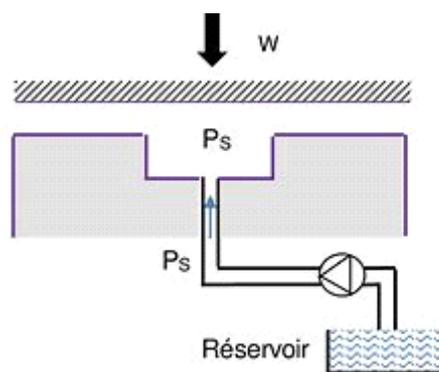


Figure I.10 : Alimentation à débit constant

I.3.6.3 Alimentation à pression constante

Une résistance hydraulique est installée juste avant l'alvéole afin de créer une perte de charge qui régule le débit en fonction de la chute de pression. Cette méthode simple à mettre en place permet d'alimenter plusieurs alvéoles à partir d'une seule pompe.

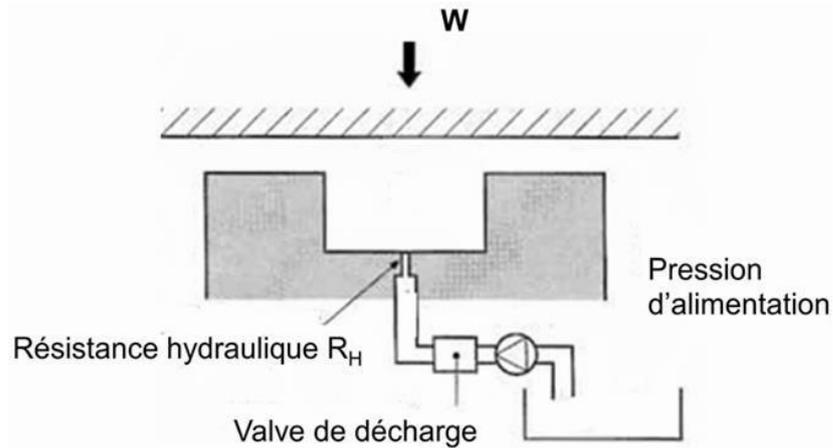


Figure I.11 : Alimentation à pression constant

I.3.6.4 Domaine d'application des paliers hydrostatiques

- Les télescopes et les grandes antennes radar doivent se déplacer très lentement et de manière normale.
- Les cylindres des broyeurs de minerai fonctionnent à des températures ambiantes extrêmement élevées.
- Les machines-outils de précision et les machines de contrôle nécessitent un centrage précis et une grande rigidité.
- Les turbopompes sont utilisées pour transporter des fluides cryogéniques à très basse température et fonctionnent à des vitesses de rotation élevées.
- Les dispositifs de mesure sur les machines d'essai doivent isoler des éléments pour mesurer avec précision les forces appliquées [23].

I.3.6.5 Avantage

- Une très grande rigidité permet de maintenir un positionnement précis même en présence de fluctuations importantes de charge.
- La présence d'un film lubrifiant, quelle que soit la vitesse de la surface, assure l'absence de contact métal sur métal, ce qui entraîne une usure théoriquement nulle et une longue durée de vie des mécanismes.

- Étant donné que la pression reste essentiellement constante, il n'y a pas de variation de la pression d'huile à l'intérieur de la cellule, et la charge est répartie sur une grande surface.

- Les défauts de forme de surface sont moins préoccupants que les défauts de motif dans la dynamique des fluides, car la pression dans la cellule dépend davantage de la géométrie que de l'épaisseur du film.

- Les problèmes thermiques sont généralement secondaires, car un écoulement forcé à débits élevés est présent, ce qui rend raisonnable l'hypothèse d'écoulement isotherme [23].

I.3.6.6 Inconvénients des paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques présentent plusieurs inconvénients majeurs, notamment [23] :

- Leur coût élevé en raison de la nécessité d'avoir des pompes, des filtres, des régulateurs de pression, et d'autres composants.

- Leur fiabilité peut être compromise, car le moindre dysfonctionnement dans le système d'alimentation peut entraîner des dommages superficiels.

- Il existe différentes géométries de paliers hydrostatiques, ainsi que des stratégies potentielles pour contrôler la pression hydrostatique.

I.3.6.7 Configurations géométriques des paliers hydrostatiques à quatre patins

Les paliers hydrostatiques à 4 patins sont parmi les géométries les plus simples et pratiques pour contrôler les vibrations du rotor. Parmi les différentes configurations de patins, on distingue les configurations de patins à support plat.

La configuration à support cylindrique est moins coûteuse mais nécessite un mécanisme anti-rotation pour éviter la rotation du palier. Elle est similaire au film amortisseur cylindrique conventionnel (Squeeze film dampers SFD) non hydrostatique lorsque aucun ressort de centrage n'est utilisé [24].

Quant à la configuration à support plat, elle offre une anti-rotation inhérente et peut être conçue de manière à éviter les problèmes d'alignement causés par le moment de torsion du palier.

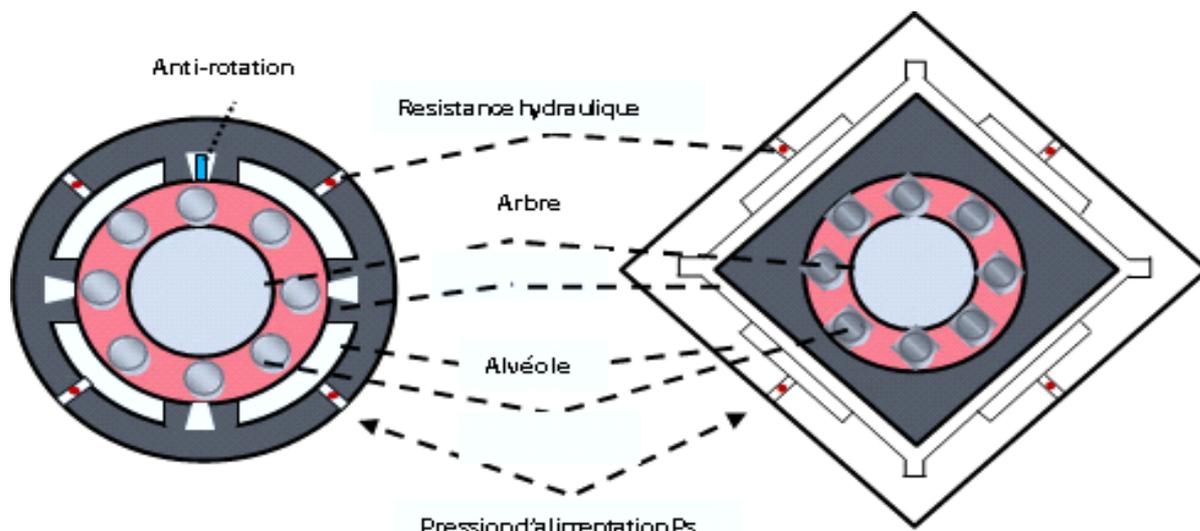


Figure I.12 : Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques.

I.4 Modélisation dynamique

I.4.1 Équation de Reynolds

L'équation de Reynolds permet de déterminer la répartition de la pression $P(X_i, Z_i, t)$. Pour résoudre cette équation, différentes méthodes numériques peuvent être utilisées, telles que la méthode des différences finies centrées, qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration, ou une approche analytique, comme celle qui suppose une butée infiniment longue. Si nous supposons qu'il n'y a pas de glissement entre le fluide et le grain mobile, les conditions de frontière relatives à la vitesse seront les suivantes :

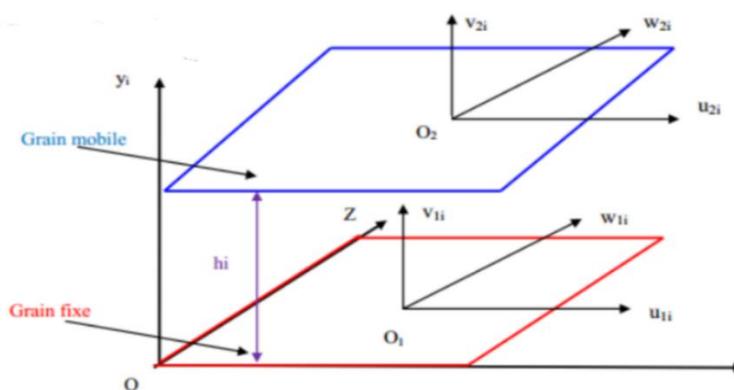


Figure I.13 : Conditions aux limites d'une butée hydrostatique.

- Le patin (le grain fixe) : ($y=0$)

$$u_{1i} = 0; v_{1i} = 0 \quad w_{1i} = 0 \quad (1.1)$$

- Le grain mobile : ($y=h_i$)

$$u_{2i} = 0; v_{2i} = \dot{h}_i \quad \text{et} \quad w_{2i} = 0 \quad (1.2)$$

Où:

U_{1i} ; v_{1i} et w_{1i} sont les vitesses de la surface du patin de palier hydrostatique ième ($i = 1, 2$ et 3). u_{2i} ; v_{2i} et w_{2i} sont les vitesses du grain mobile selon l'axe x, y, z . \dot{h}_i est la vitesse d'écrasement de l'arbre (grain mobile) relative au patin.

Avec ces conditions aux limites et pour un fluide incompressible, laminaire, isovisqueux et sans inertie, l'équation de Reynolds peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial z_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial z_i} \right) = 12 \frac{\mu}{h_i^3} \dot{h}_i \quad (1.3)$$

Où :

- $P_i(x_i, z_i, t)$ est le champ de pression hydrostatique ;
- (x_i, z_i, y_i) est le système de coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds ;
- (x, y) est le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du grain mobile.

• h_i représente l'épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet n°i.
 $h_i = f(x_i, z_i)$.

- \dot{h}_i est la vitesse d'écrasement du grain mobile relative au patin n° i.
- μ viscosité dynamique.

Afin de résoudre l'équation de Reynolds, les conditions aux limites pertinentes au problème sont les suivantes :

- La profondeur de l'alvéole est considérée comme très profonde, ce qui implique que les pressions sont nulles à la limite externe.
- Les pressions dans les nœuds de l'alvéole sont constantes et égales à P_{ai} .
- L'écoulement du lubrifiant à travers la résistance hydraulique est égal au débit sortant.
- La pression négative est mise à zéro pendant le processus interactif afin de prévenir la cavitation du film d'huile.

I.4.2 Discrétisation de l'équation de Reynolds

L'équation de Reynolds est discrétisée en subdivisant le domaine d'intégration en une grille de rectangles élémentaires, et les variables continues X et Z sont remplacées par des variables discrètes I et J . Cette approche est illustrée dans la figure représentant le domaine d'intégration.

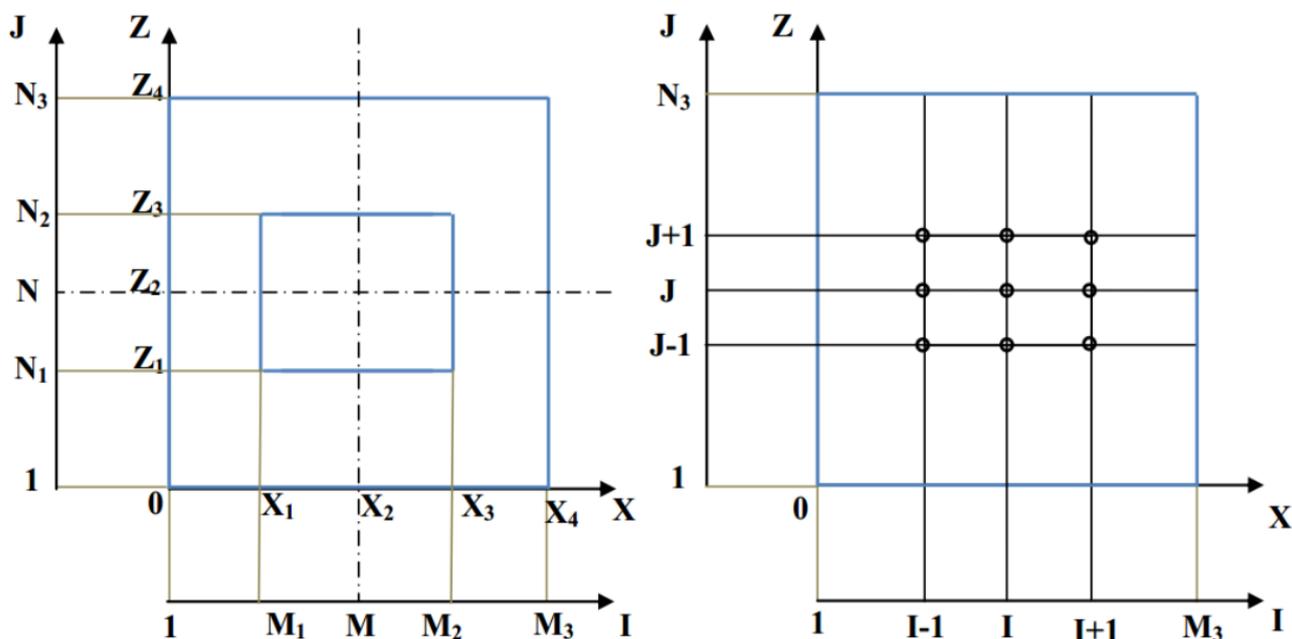


Figure I.14 : *Domaine de calcul.*

La figure présente la description d'un nœud. En utilisant le développement de Taylor, la valeur de la pression P au point de coordonnées I et J dépend des valeurs de pression aux points voisins de ce même point. Cela conduit aux relations suivantes :

$$\frac{\partial p_i(I,J)}{\partial X} = \frac{P_i(I+1,J) - P_i(I-1,J)}{2\Delta X} \quad (1.4)$$

$$\frac{\partial p_i(I,J)}{\partial Z} = \frac{P_i(I,J+1) - P_i(I,J-1)}{2\Delta Z} \quad (1.5)$$

$$\frac{\partial^2 p_i(I,J)}{\partial X^2} = \frac{P_i(I+1,J) - 2P_i(I,J) + P_i(I-1,J)}{2\Delta X^2} \quad (1.6)$$

$$\frac{\partial^2 p_i(I,J)}{\partial Z^2} = \frac{P_i(I,J+1) - 2P_i(I,J) + P_i(I,J-1)}{2\Delta Z^2} \quad (1.7)$$

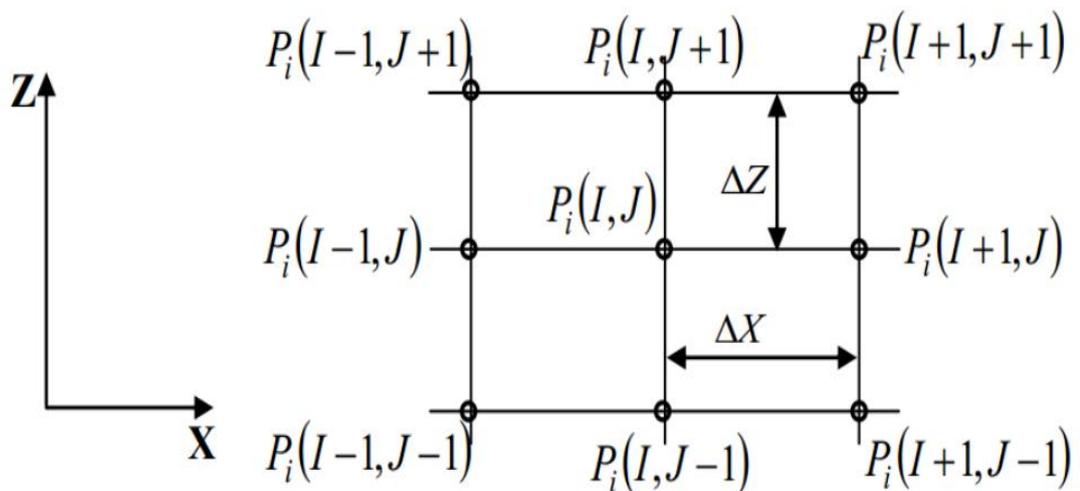


Figure I.15 : Description d'un nœud.

Les pas d'intégration le long des axes X, Y et Z sont représentés respectivement par ΔX et ΔY .

En substituant les expressions obtenues dans l'équation de Reynolds, on obtient la relation correspondant à chaque nœud, qui est présentée comme suit.

$$\begin{aligned}
& -2\left(\frac{1}{\Delta X^2} + \frac{1}{\Delta Z^2}\right)P_i(I, J) + \frac{1}{\Delta X^2}[P_i(I+1, J) + P_i(I-1, J)] \\
& + \frac{1}{\Delta Z^2}[P_i(I, J+1) + P_i(I, J-1)] = 12 \frac{\mu}{h_i^3} \dot{h}_1
\end{aligned} \tag{1.8}$$

I.4.3 Résolution numérique du système d'équations

Pour résoudre le système d'équations obtenu, la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation peut être utilisée. Pour appliquer cette méthode, il est nécessaire d'écrire l'équation aux différences finies sous la forme suivante :

$$P_i(I, J)^{(K+1)} = (1-\Omega)P_i(I, J)^{(k)} + \Omega \left[\begin{array}{l} AR_i + AJ_i[P_i(I+1, J)^{(K+1)} + P_i(I-1, J)^{(K+1)}] + \\ AI_i[(P_i(I, J+1)^{(K+1)} + P_i(I, J-1)^{(K+1)})] \end{array} \right] \tag{1.9}$$

$$AR_i = 12 \cdot \hat{A} \cdot \mu \frac{\dot{h}_1}{h_i^3} \tag{1.10}$$

$$AJ_i = \frac{\hat{A}}{\Delta X^2} \tag{1.11}$$

$$AI_i = \frac{\hat{A}}{\Delta Z^2} \tag{1.12}$$

Avec :

$$\hat{A} = \frac{\Delta X^2 \times \Delta Z^2}{2(\Delta X^2 + \Delta Z^2)} \tag{1.13}$$

Où : Ω est le coefficient de sur-relaxation compris entre (1.4 et 1.8).

AJ_i et AI_i sont les coefficients des équations aux différences finies obtenus par identification.

K : le nombre d'itération.

I.4.4 Calcul de la pression d'alvéole

Le calcul de la pression dans l'alvéole correspondant à la butée à simple effet n°i est réalisé en appliquant la conservation du débit volumique, en prenant en compte la variation du volume de lubrifiant dans l'alvéole causée par le déplacement de l'arbre (grain mobile).

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

$$Q_{ri} = Q_{vi} + Q_{oxi} + Q_{ozi} \quad (I.14)$$

Où :

$$Q_{ri} = \frac{\pi c d_0^2}{\sqrt{8\rho}} \sqrt{(P_s - P_{ri})} \quad (I.15)$$

$$Q_{oxi} = \int_0^B dz_i \int_0^{h_i} u_{xi} dy_i \quad (I.16)$$

$$Q_{ozi} = \int_0^A dx_i \int_0^{h_i} u_{zi} dy_i \quad (I.17)$$

$$u_{xi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P_i}{\partial x_i} (y_i - h_i) y_i \quad (I.18)$$

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P_i}{\partial z_i} (y_i - h_i) y_i \quad (I.19)$$

Q_{oxi} et Q_{ozi} représente le débit du à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i dans les directions x et z, respectivement.

u_x et u_z sont les vitesses d'écoulement dans les directions x et z, respectivement.

I.4.5 Débit total du lubrifiant

Le débit total Q_T du palier hydrostatique est calculé en sommant les débits relatifs à

chaque patin. Ainsi, on obtient l'expression suivante :

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 Q_i = Q_{o1} + Q_{o2} + Q_{o3} \quad (1.20)$$

Où :

$$Q_{oi} = Q_{oxi} + Q_{ozi} \quad (1.21)$$

I.4.6 La charge portante

La charge portante en coordonnées cartésiennes (Oj, x, y) est définie comme suit :

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (1.22)$$

Où :

$$\begin{cases} W_x = -[W_{p1} - (W_{p2} + W_{p3}) \sin(\gamma_i)] \\ W_y = -[W_{p2} - (W_{p3} - W_{p1}) \cos(\gamma_i)] \end{cases} \quad (1.23)$$

W_{pi} Représente la force hydrostatique, qui est obtenue en intégrant la pression sur la zone de contact :

$$W_{pi} = \int_{S_i} P_i(x_i, y_i, t) ds_i = \iint P_i(x_i, y_i, t) dx_i dz_i \quad (1.24)$$

Où :

S_i et ds_i sont la surface de contact et l'élément sur la surface de contact.

La charge statique W_0 est déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$W_0 = W_x = - \left[W_{p1} - (W_{p2} + W_{p3}) \sin(\gamma_i) \right] \quad (1.25)$$

I.4.7 Caractéristiques dynamiques

Les coefficients de rigidité et d'amortissement associés au patin hydrostatique n°i sont déterminés de la manière suivante :

$$K_{Pi} = - \left(\frac{\partial W_{Pi}}{\partial h_i} \right)_0 \quad (1.26)$$

$$C_{Pi} = - \left(\frac{\partial \dot{W}_{Pi}}{\partial \dot{h}_i} \right)_0 \quad (1.27)$$

K_{Pi} et C_{Pi} représentent respectivement la rigidité et l'amortissement relatifs au patin n°i, au voisinage du point d'équilibre statique.

W_{Pi} Représente la charge hydrostatique relative au patin n°i.

I.4.8 Caractéristiques dynamiques équivalents

Les caractéristiques dynamiques équivalents du palier a trois patins hydrostatique peuvent être comme suit :

$$[C_{eq}] = \sum_{i=1}^3 C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\gamma_i) & -\cos(\gamma_i)\sin(\gamma_i) \\ -\cos(\gamma_i)\sin(\gamma_i) & \sin^2(\gamma_i) \end{bmatrix} \quad (1.28)$$

$$[K_{eq}] = \sum_{i=1}^3 K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\gamma_i) & -\cos(\gamma_i)\sin(\gamma_i) \\ -\cos(\gamma_i)\sin(\gamma_i) & \sin^2(\gamma_i) \end{bmatrix} \quad (1.29)$$

Avec :

$[C_{eq}]$: La matrice d'amortissement globale.

$[K_{eq}]$: La matrice de rigidité globale.

I.5 Contrôle des vibrations

I.5.1 Contrôle passif

Ces dernières années, le contrôle des vibrations des rotors, qu'ils soient rigides ou flexibles, a connu une utilisation croissante dans diverses applications, notamment les pompes turbo moléculaires, les compresseurs, les broches rotatives des machines à moleter et les turbines à vapeur. Dans la plupart des cas, le réglage passif des paramètres du système ne permet pas d'atteindre le comportement dynamique souhaité en raison des effets des charges dynamiques élevées. C'est l'une des principales raisons pour lesquelles il est nécessaire de se concentrer sur le contrôle des vibrations des rotors [25].

I.5.2 Contrôle actif

Les paliers intelligents jouent un rôle crucial dans la maîtrise des vibrations des rotors et la réduction des forces transmises aux structures lorsqu'ils atteignent des vitesses critiques. Parmi les approches techniques les plus prometteuses, on retrouve l'utilisation d'un amortissement par écrasement du film d'huile, également appelé film fluide-amortisseur ou "squeeze film dampers". Ces dispositifs offrent une solution particulièrement intéressante pour contrôler efficacement les vibrations lors des passages aux vitesses critiques. Cette étude se concentre spécifiquement sur l'utilisation de paliers hydrostatiques alimentés par un fluide électro rhéologique, également connus sous le nom de paliers intelligents, afin de contrôler les vibrations des rotors [25].

I.6 Conclusion

Ce chapitre a fourni une étude bibliographique des recherches sur la conception et la modélisation de nouveaux appuis hydrostatiques pour contrôler les vibrations des rotors sous fortes charges dynamiques. Le chapitre a abordé les différents types de paliers hydrostatiques qui ont été utilisés pour contrôler les vibrations du rotor, ainsi que les différentes méthodes qui ont été utilisées pour modéliser le comportement dynamique des paliers hydrostatiques.



CHAPITRE II

*Modélisation d'un nouveau
paliers hydrostatiques à
support flexible*

II.1 Introduction

Dans la conception des paliers et des lignes d'arbre (Fig.III.1), il est important de considérer plusieurs aspects pour contrôler les vibrations et les forces transmises des machines tournantes :

❖ **Choix du type de palier** : il existe différents types des paliers :

- Paliers à roulements ;
- Paliers fluides lubrifiés par des huiles visqueuses ;
- Paliers à gaz ;
- Paliers intelligents.

Chaque type a ses avantages et ses limitations en termes de capacité de charge, de friction et de sensibilité aux vibrations. Le choix du type de palier dépendra des exigences spécifiques de la machine et des conditions de fonctionnement ;

❖ **Conception de la géométrie du rotor et du palier** : La géométrie du rotor et du paliers, y compris les dimensions, les formes et les tolérances, peut influencer les vibrations. Une conception appropriée doit prendre en compte les charges appliquées, les vitesses de rotation, les caractéristiques du fluide de lubrification et les facteurs environnementaux pour minimiser les vibrations indésirables. Le choix de configuration du palier est très important pour réduire les vibrations et les forces transmise aux bâtis ainsi que le bruit provoqué par les amplifications de vibrations lors de passage des vitesses critiques ;

❖ **Le type de la lubrification** : Une lubrification adéquate du palier est essentielle pour réduire les frottements, les vibrations et l'usure. Le choix du type de lubrifiant (huile, graisse, liquide réfrigérant, etc.) et du système de lubrification (circulation forcée, lubrification par barbotage, lubrification hydrodynamique, etc.) peut avoir un impact significatif sur les vibrations du palier.

❖ **Choix des matériaux** : Les matériaux utilisés pour les paliers et les rotors doivent avoir une résistance adéquate, une bonne dissipation thermique et une résistance à l'usure. Les alliages à base de bronze ou les matériaux composites sont très recommandés par les concepteurs des paliers et de rotors des machines tournantes,

pour réduire les vibrations, les forces transmises et les émissions sonores lors de passage des vitesses critiques. De plus, ils améliorent les performances du palier.

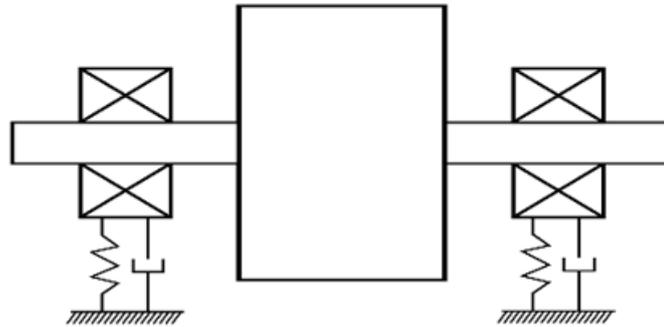


Figure III.1 : Ligne d'arbre d'une machine tournante

L'objectif principal de ce chapitre est consacré à la modélisation d'un nouveau paliers hydrostatiques à support flexible (Fig.III.1) pour réduire les amplifications de vibrations, les forces transmises ainsi que les émissions sonores. Dans ce chapitre, nous allons développer un modèle mathématique pour étudier un nouveau palier hydrostatique pour contrôler les vibrations des rotors sous forte charge dynamique.

On schématise la ligne d'arbre par un rotor rigide supporté de façon symétrique par deux paliers identiques (Figure III.2). A chaque support est attribué une masse du rotor $M1$, une charge dynamique selon l'axe x et y (w_{dx} et w_{dy}) et une masse du palier $M2$ et un support flexible. Les paliers hydrostatiques et les supports flexible sont caractérisés par des coefficients dynamiques comme suit :

- Les caractéristiques dynamiques du palier hydrostatique à trois patins sont :
 - $KEQ1X=0.766*S*VISC*PS/H0$
 - $KEQ1Y=0.91*KEQ1X$
 - $CEQ1X=0.609*XS^2*VISC/H0^3$
 - $CEQ1Y=0.494*CEQ1X$
- Les caractéristiques du support flexible sont :
 - $CEQ2X=2*KSI*(M1*KEQ1X)^{0.5}$
 - $CEQ2Y=2*KSI*(M1*KEQ1X)^{0.5}$
 - $KEQ2X=KEQ1X$

- KEQ2Y=KEQ1X

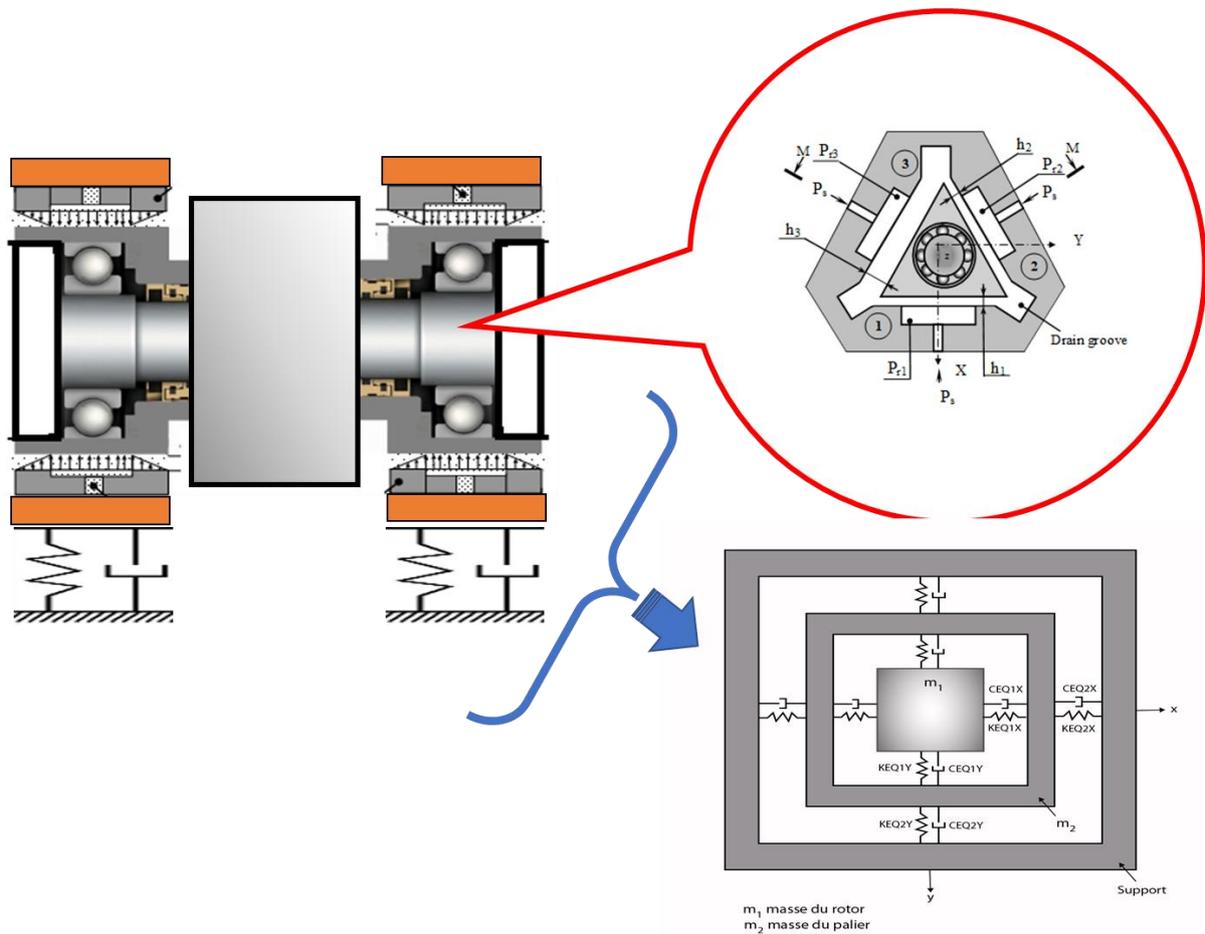


Figure II.2 : Paliers hydrostatiques à support flexible

II.2 Model mathématique

L'application du principe fondamentale de la dynamique à l'équilibre conduit à :

❖ Equations de mouvement selon l'axe

L'équation du mouvement au nœud 1 (Fig.II.3) selon l'axe X est :

$$\sum F = M_1 \ddot{x} \Leftrightarrow M_1 \ddot{x}_1 + 2C_{EQX1} \dot{x}_1 - \dot{x}_2 - 2C_{EQX1} \dot{x}_2 + 2K_{EQX1} x_1 - 2K_{EQX1} x_2 = W_{dx}(t) \quad (II.1)$$

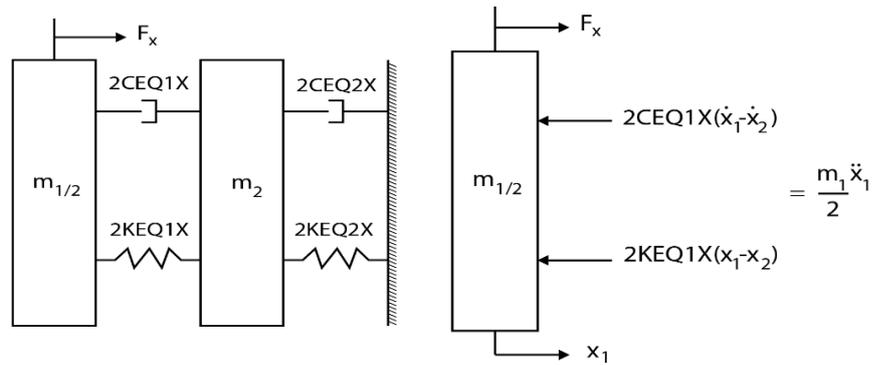


Figure II.3 : Schéma du système selon l'axe X

❖ Equation de mouvement au nœud 2 selon l'axe X

L'équation de mouvement au nœud 2 (Fig.II.4) selon l'axe X est

$$\sum F = M_2 \ddot{x} \Leftrightarrow M_2 \ddot{x}_2 + 2C_{EQX1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + 2C_{EQX2} \dot{x}_2 + 2K_{EQX1}(x_2 - x_1) + 2K_{EQX2} x_2 = 0$$

$$\Leftrightarrow M_2 \ddot{x}_2 - 2C_{EQX1} \dot{x}_1 + 2(C_{EQX1} + C_{EQX2}) \dot{x}_2 - 2K_{EQX1} x_1 + 2(K_{EQX1} + K_{EQX2}) x_2 = 0 \quad (II.2)$$

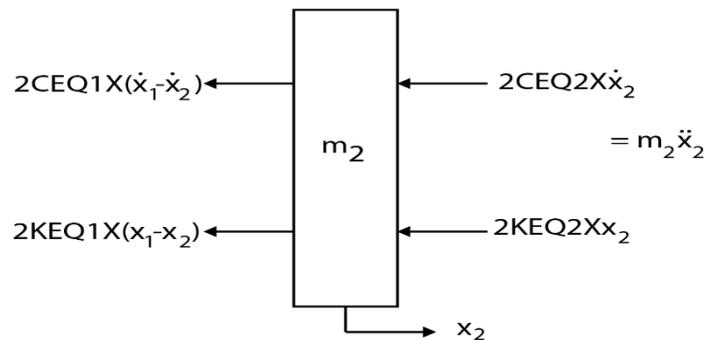


Figure III.4 : Schéma du nœud 2 selon l'axe X

❖ Equation de mouvement selon l'axe Y

La figure illustre le schéma du système arbre-palier-support (Fig.II.5) selon l'axe Y.

L'équation de mouvement au nœud 1 selon Y est :

$$\sum F=m\ddot{y} \Leftrightarrow M_1\ddot{y}_1-2C_{EQ1Y}\dot{y}_1+2C_{EQ1Y}\dot{y}_2-2K_{EQ1Y}y_1+2K_{EQ1Y}y_2)=W_{dy}(t) \quad (II.3)$$

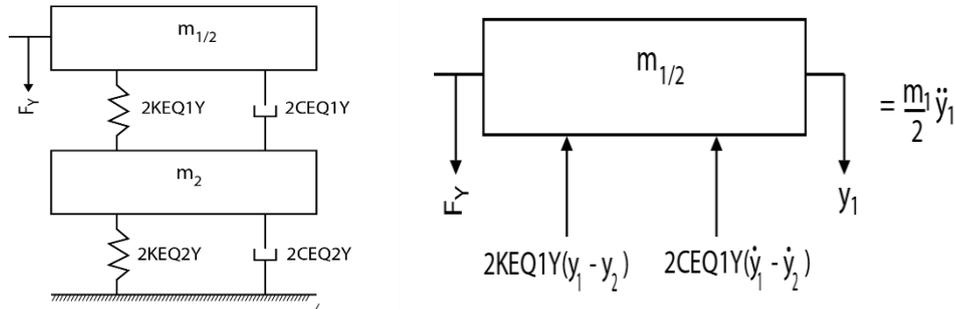


Figure II.5 : Schéma du système selon l'axe Y

❖ Equation de mouvement au nœud 2 selon l'axe Y

L'équation de mouvement au nœud 2 (Fig.II.6) selon Y est :

$$\sum F=M_2\ddot{y} \Leftrightarrow M_2\ddot{y}_2-2C_{EQY1}\dot{y}_1+(2C_{EQY1}+2C_{EQY2})\dot{y}_2-2K_{EQY1}y_1+(2K_{EQY1}+2K_{EQY2})y_2=0 \quad (II.4)$$

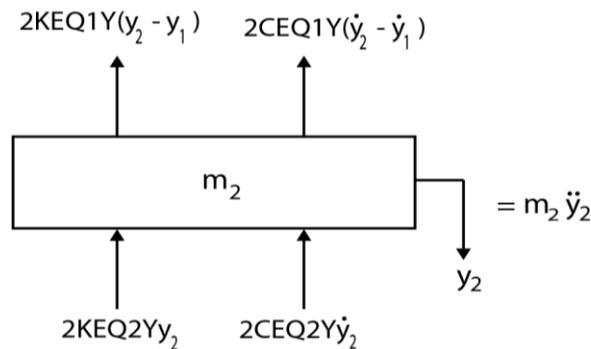


Figure II.6: Schéma du système selon l'axe Y

II.2 1. Equation de mouvement sous forme matricielle

Le système des équations du mouvement obtenu à l'aide de l'application du principe fondamental de la dynamique sous forme matricielle.

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{f(t)\} \quad (II.5)$$

Avec :

❖ Matrice [M]

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix}$$

❖ Matrice [C]

$$[C] = \begin{bmatrix} 2C_{EQX1} & -2C_{EQX1} & 0 & 0 \\ -2C_{EQX1} & 2(C_{EQX1} + C_{EQX2}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2C_{EQY1} & -2C_{EQY1} \\ 0 & 0 & -2C_{EQY1} & (2C_{EQY1} + 2C_{EQY2}) \end{bmatrix}$$

❖ Matrice [K]

$$[K] = \begin{bmatrix} 2K_{EQX1} & -2K_{EQX1} & 0 & 0 \\ -2K_{EQX1} & (2K_{EQX1} + 2K_{EQX2}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2K_{EQY1} & -2K_{EQY1} \\ 0 & 0 & -2K_{EQY1} & (2K_{EQY1} + 2K_{EQY2}) \end{bmatrix}$$

$\{f_i(t)\}$: Le vecteur d'excitation

$$\{f_i(t)\} = \begin{Bmatrix} me\omega^2 \cos \omega t \\ me\omega^2 \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Avec

ω : Représente la fréquence d'excitation

II.3 Méthode de résolution

Dans cette section, nous allons envisager deux méthodes pour étudier le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre supporté par un nouveau palier hydrostatique à support flexible

: la première méthode c'est la méthode de compliance et la deuxième méthode s'agit d'un code de calcul développé à l'aide du logiciel ANSYS APDL.

II.3.1. Méthode de compliance

La méthode de compliance est une méthode analytique peut être utilisée pour déterminer la réponse vibratoire du système d'équations pour des faibles degrés de libertés. Cette approche offre une résolution améliorée, notamment lorsque les forces d'excitation suivent une fonction exponentielle.

$$f(t) = f e^{i\omega t} \quad (II.6)$$

$$X(t) = X e^{i\omega t} \quad (II.7)$$

Où X représente le vecteur d'amplitude

En introduisant les équations (IV.2) et (IV.3) dans l'équation (IV.1), on obtient

$$[-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]] X = F \quad (II.8)$$

La réponse vibration du rotor est déterminée par

$$[Z(\omega)] = (-\omega^2[M] + i\omega[C] + K) \quad (II.9)$$

$$X = [Z(\omega)]^{-1} F(t) \quad (II.10)$$

Z^{-1} : La rigidité apparente est représentée par matrice complexe

L'amplitude de vibration est calculée à partir de l'équation suivante

$$|A| = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (II.11)$$

Les forces transmises selon l'axe de x et y sont déterminées comme suit :

$$\begin{cases} F_{Tx} = A_{2x} \sqrt{K_{EQ2x}^2 + (\omega C_{EQ2x})^2} \\ F_{Ty} = A_{2y} \sqrt{K_{EQ2y}^2 + (\omega C_{EQ2y})^2} \end{cases} \quad (II.12)$$

II.3.2 Méthode de résolution avec ANSYS APDL :

Dans cette section, nous allons présenter les étapes développées à l'aide du logiciel de Ansys APDL, pour étudier le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre supporté par paliers hydrostatiques à support flexible :

- **1^{er} étape :**
 - /CLEAR
 - /PREP7
 - /TITLE, Fréquences d'un système masse ressort à 4 ddl
- **2^{ième} étape : DECLARATION DES NŒUDS : N**
 - N,1,0,0
 - N,2,0,d
 - N,3,0,2*d
 - N,4,d,2*d
 - N,5,2*d,2*d
- **3^{ième} étape : Déclaration des paramètres**
 - M1 MASSE DU ROTORE
 - M2 MASSE DU PALIER
 - KEQ1X; KEQ2X;2*KEQ1X; KEQ1Y
 - KEQ2Y=2*KEQ1X
 - CEQ1X; CEQ2X; CEQ1Y; CEQ2
- **4^{ième} étape : Déclaration du type d'élément**

- ET,1, COMBIN14,,,2 ! élément de ressort-amortissement linéaire 2D
- ET,2, MASS21,,,4 ! élément de masse 2D sans inertie

- **5^{ème} étape : Déclaration des constantes réelles (Fig.II).**
 - R,1,KEQ2Y,CEQ2Y
 - R,2,M2
 - R,3,KEQ1Y,CEQ1Y
 - R,4,M1
 - R,5,KEQ1X,CEQ1X
 - R,6,M1
 - R,7,KEQ2X,CEQ2X

- **6^{ème} étape : Résolution par Ansys**
 - HARFRQ,0,250 ! Calcul la réponse de 0 à 250 Hz
 - NSUBST,400 ! Calcul 400 intervalles dans le domaine fréquentiel
 - KBC,1 ! Force en palier
 - Résolution par Ansys
 - SOLVE
 - FINISH

- **7^{ème} étape : Affichage de résultats**
 - /POST26
 - NUMVAR,200
 - NSOL,2,3,U,Y,UY3 ! Vibration du rotor selon l'axe y₁
 - NSOL,3,3,U,X,UX3 ! Vibration du rotor selon l'axe x₁
 - NSOL,4,2,U,Y,UY2 ! Vibration du palier selon l'axe y₂
 - NSOL,5,4,U,X,UX4 ! Vibration du palier selon l'axe x₂



CHAPITRE III

*Etude et simulation numérique du
palier hydrostatique pour contrôler les
vibrations*

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressées à présenter une étude numérique sur la conception et modélisation d'un nouveau palier hydrostatique à support flexible pour contrôler les vibrations des rotors sous forte charge dynamique.

Pour cela, un modèle numérique a été développé à l'aide de logiciel ANSYS APDL afin d'étudier l'effet de la pression d'alimentation P_s , la viscosité et l'épaisseur de film sur le palier hydrostatique sur le comportement vibratoire du rotor et le palier ainsi que les forces transmissibles aux bâtis.

III.2 Les caractéristiques du palier sont les suivants [26]

- Dimension de patin hydrostatique
- Longueur de patin « A », largeur du patin « B »
- Surface du patin $S_p = A \times B = 0.0810 \text{ m}^2$

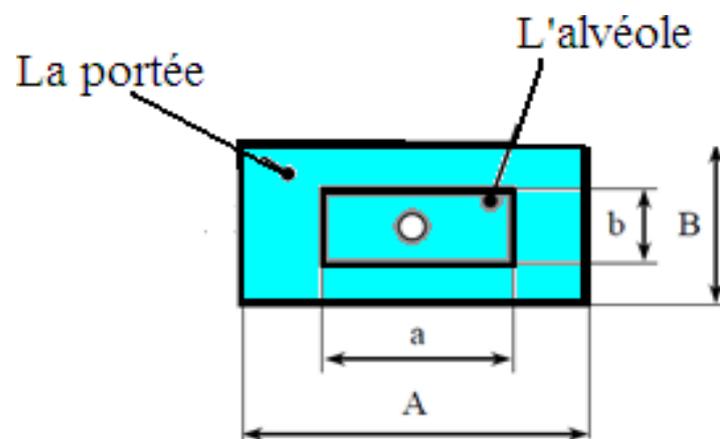


Figure III.1 : Schématisation du patin

Les caractéristiques de fonctionnement du palier hydrostatique sont issues de l'article

Tableau III.1 : Caractéristiques de fonctionnement du palier en régime hydrostatique
 ($P_s=5\text{bar}$, $\mu=0.05$, $\beta=0.58$, $\rho=890\text{kg/m}^3$, $a/A=b/B=0.5$, $d_c=1.2\text{e-}^3\text{m}$, $l_c=58\text{e-}^3\text{m}$) [27]

Rapport de pression β_0	$\bar{K}_{xx} = K_{xx} h_0 / (SP_s)$	$\bar{C}_{xx} = C_{xx} h_0^3 / (\mu S^2)$	h_0 (μm)
0.45	0.710	0.0599	345.1583
0.50	0.747	0.0600	327.9949
0.58	0.766	0.609	303.2222
0.70	0.755	0.610	269.2689
0.75	0.710	0.611	255.2691
0.80	0.642	0.612	240.7153

III.3 Organigramme de calcul

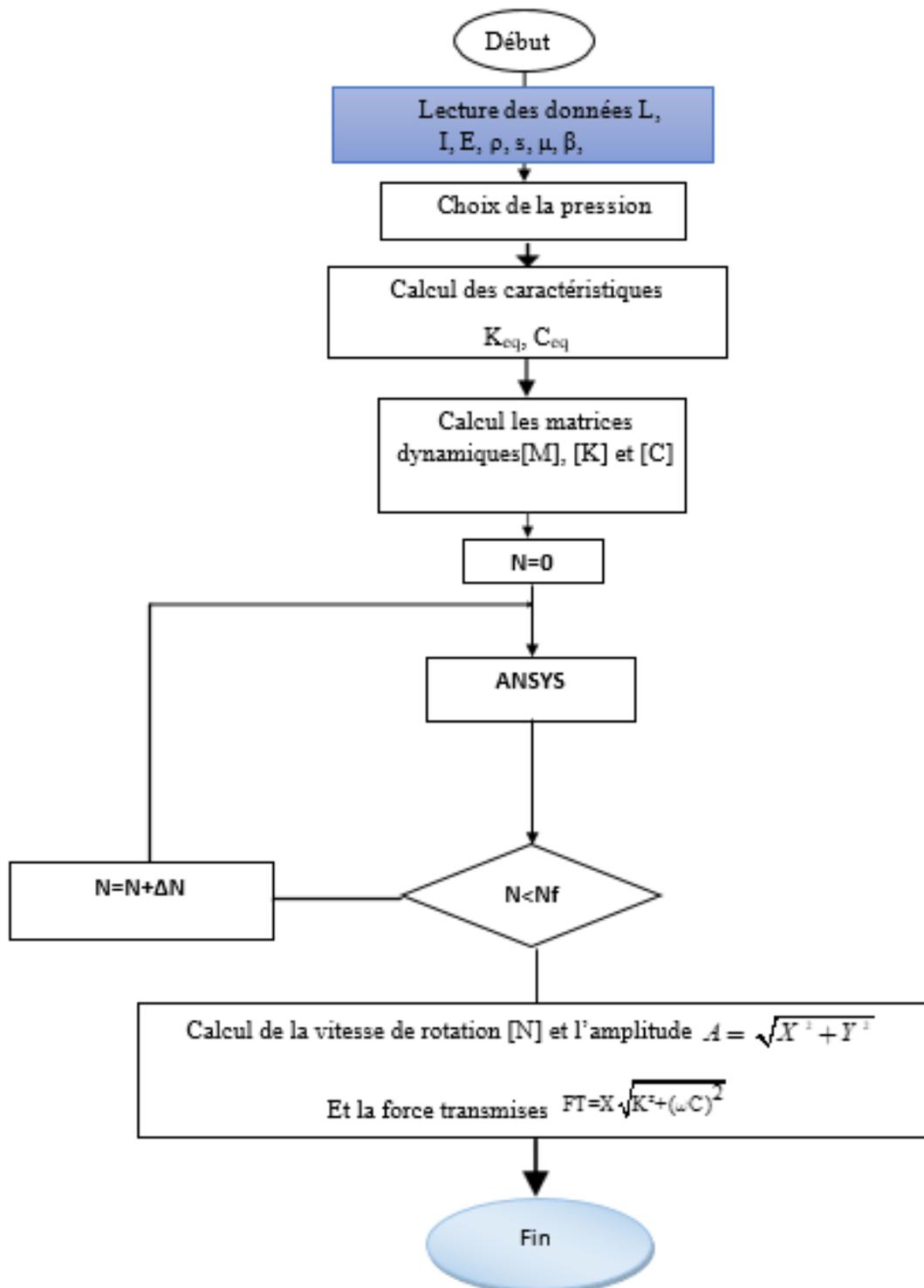


Figure III.2 : Organigramme générale de calcul linéaire

III.4 Résultat de l'interprétation

Dans cette section, nous allons présenter les résultats concernant les effets de la pression d'alimentation P_s , de l'épaisseur de film (rapport de pression β_0) et de la viscosité dynamique μ sur le comportement dynamique linéaire d'une ligne d'arbre soumise à excitation de balourd. Ces études reposent sur l'application du code de calcul développé à l'aide de ANSYS APDL présenté dans chapitre II. Il convient de noter que la ligne d'arbre est soutenue par deux paliers identiques à trois patins hydrostatiques à support flexible. Les caractéristiques dynamiques du palier hydrostatique à trois patins choisis pour cette étude sont présentées dans le tableau III.1.

III.4.1 Validation du code de calcul de ANSYS APDL

Afin de valider le code de calcul développé à l'aide de logiciel de ANSYS APDL, une étude d'analyse modale a été effectuée à l'aide de Matlab en utilisant l'instruction **eig(inv(M)*K)**, ($[P \text{ lamda}] = \text{eig}(\text{inv}(M) * K); \text{wn} = \text{sqrt}(\text{lamda}); \text{fre} = \text{wn}/2/\text{pi}$) et le code développé à l'aide de ANSYS. Les résultats de l'étude comparative basée sur les fréquences propres ont été présentés dans le tableau III.1. Les résultats obtenus à l'aide de code de calcul de ANSYS sont en parfaite concordance avec ceux obtenus à l'aide de MATLAB pour une pression d'alimentation 5 Bar, un rapport de pression optimal $\beta_0 = 0.58$ et viscosité dynamique $\mu = 0.0135$ Pa.s. Ces résultats valident très bien notre code de calcul développé par ANSYS.

Tableau III.2 : Calcul de fréquences par la MATLAB et ANSYS APDL

	Fréquences naturelles	Fréquences naturelles
	[Hz] MATLAB	[Hz] ANSYS APDL
Fn1	28.4231	28.423
Fn2	28.6318	28.632
Fn3	66.4234	66.423
Fn4	69.1232	69.123

III.4.2 Analyse de l'effet de la pression d'alimentation

La figure III.3 représente la variation de l'amplitude [mm] du palier en fonction de la vitesse de rotation [kRPM] pour différentes valeurs de pression d'alimentation et pour un rapport de pression optimal $\beta_0 = 0.58$ et viscosité dynamique $\mu = 0.0135$ au niveau de palier. Cette figure illustre que l'amplitude de vibration du palier diminue avec l'augmentation de la pression d'alimentation. Il est à noter les fréquences critiques augmentent avec la pression

d'alimentation. Ceci est expliqué par l'augmentation de la rigidité du palier fluide suite à l'effet de pression d'alimentation.

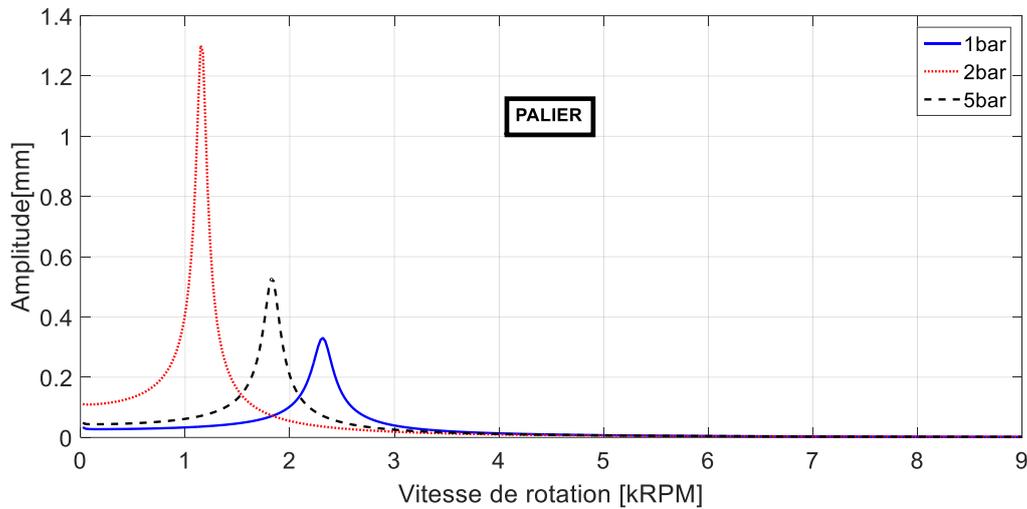


Figure III.3 : Influence de la pression d'alimentation P_s sur l'amplitude du palier en fonction de la vitesse de rotation au niveau de palier avec $\mu=0.0135$ Pa.s et $\beta_0=0.58$

La figure III.4 représente la variation de l'amplitude du rotor en fonction de la vitesse de rotation [kRPM] pour différentes valeurs de pression d'alimentation et pour un rapport de pression optimal $\beta_0=0.58$ et viscosité dynamique $\mu=0.0135$ Pa.s. Cette figure montre l'effet d'augmentation de pression d'alimentation pour réduire les amplifications de vibrations du rotor. Il faut noter que les fréquences critiques augmentent avec la pression d'alimentation suite à l'augmentation de la rigidité.

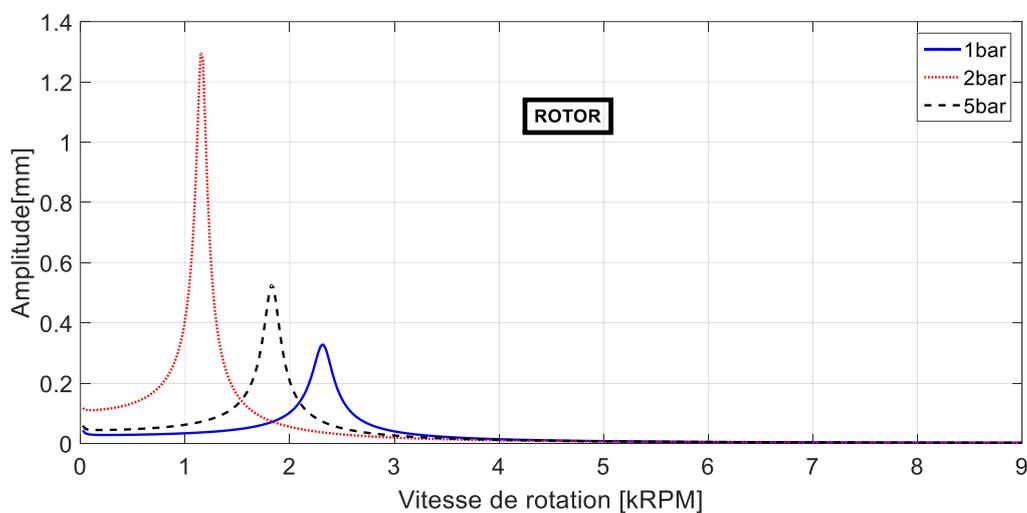


Figure III.4 : Influence de la pression d'alimentation sur l'angle θ en fonction de la vitesse de rotation au niveau de disque avec $\mu=0.0135$ Pa.s et $\beta_0=0.58$

Le tableau III.3 illustre les résultats principaux de l'effet de pression d'alimentation lors de passage de la première fréquence. Il est à noter que l'augmentation de pression de 1 à 5 Bar permet une réduction de 4 mm (66 %) pour le palier et de 5mm (83%) du rotor.

Tableau III.3 : Résultats principaux de simulation de l'effet de pression d'alimentation à la résonance.

Figure III.3	Vitesse critique [kRPM]	Amplitude [mm]	La pression [bar]	Figure III.4	Vitesse critique [kRPM]	Amplitude [mm]	La pression [bar]
	1.15	1.30	1		1.15	1.30	1
1.85	0.52	2	1.85	0.52	2		
2.32	0.33	5	2.34	0.32	5		

La figure III.5 représente la variation de force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de pression d'alimentation et pour un rapport de pression optimal $\beta_0=0.58$ et viscosité dynamique $\mu=0.0135$ Pa.s. **Tableau III.4** représente les résultats principaux de simulation de l'effet de pression d'alimentation à la résonance. Ces résultats montrent que les amplitudes des forces transmises diminuent avec l'augmentation de la pression d'alimentation. Il est à noter qu'une réduction de 1.77kN a été obtenu lorsque la pression d'alimentation est augmentée de 1 au 5 Bar. De plus, il faut noter aussi que les fréquences critiques croient avec la pression d'alimentation.

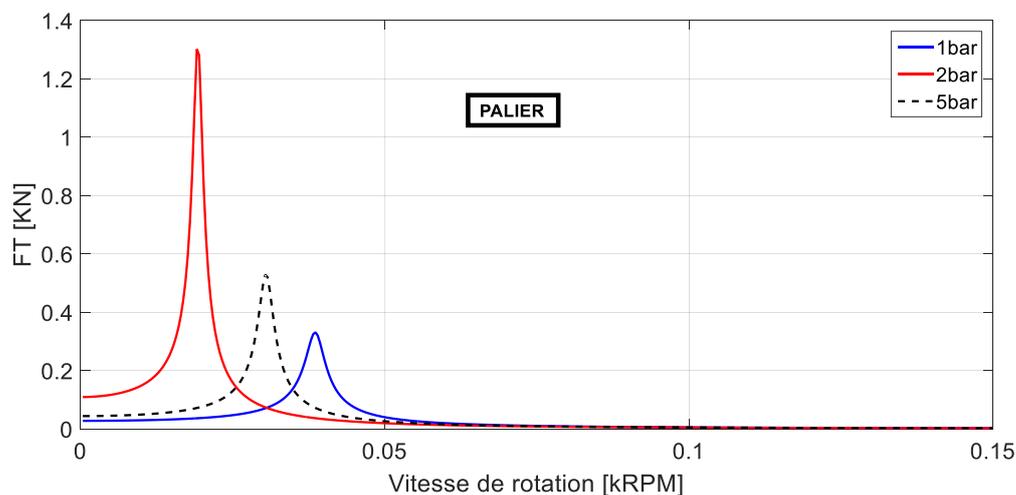


Figure III.5 : Influence de la pression d'alimentation P_s sur force transmise en fonction de la vitesse de rotation au niveau de palier avec $\mu=0.0135 \text{ Pa.s}$ et $\beta_0=0.58$

Tableau III.4 : Résultats principaux de simulation de l'effet de pression d'alimentation à la résonance.

Figure III.5	Vitesse critique [kRPM]	FT [kN]	La pression [bar]
	0.02	1.30	1
	0.03	0.53	2
	0.04	0.33	5

III.4.3 Analyse de l'effet de la viscosité dynamique

La variation de l'amplitude de vibration du palier et du rotor en fonction de la vitesse de rotation est illustrée dans **la figure III.6** et **la figure III.7** respectivement, pour différentes valeurs de viscosité dynamique μ et pour un rapport de pression optimal $\beta_0=0.58$ et une pression d'alimentation de 5bar. Les résultats de simulation obtenus mettent l'effet de la viscosité sur les amplitudes de vibrations du palier et du rotor lors de passage des vitesses. Ceci est essentiellement dû à l'augmentation de taux d'amortissement. Il faut noter aussi que l'amplitude de vibration du palier est nettement supérieure à celle du rotor ; Le **Tableau III.5** présente les résultats principaux de simulation de l'effet de la viscosité μ à la résonance.

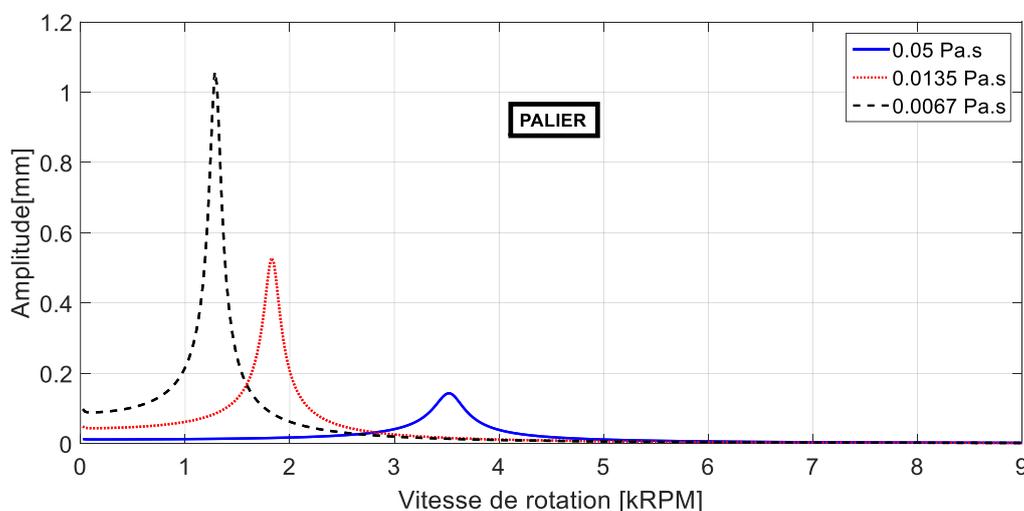


Figure III.6 : Influence de la pression d'alimentation P_s sur l'amplitude en fonction de la vitesse de rotation au niveau de palier avec $\mu=0.0135 \text{ Pa.s}$ et $\beta_0=0.58$

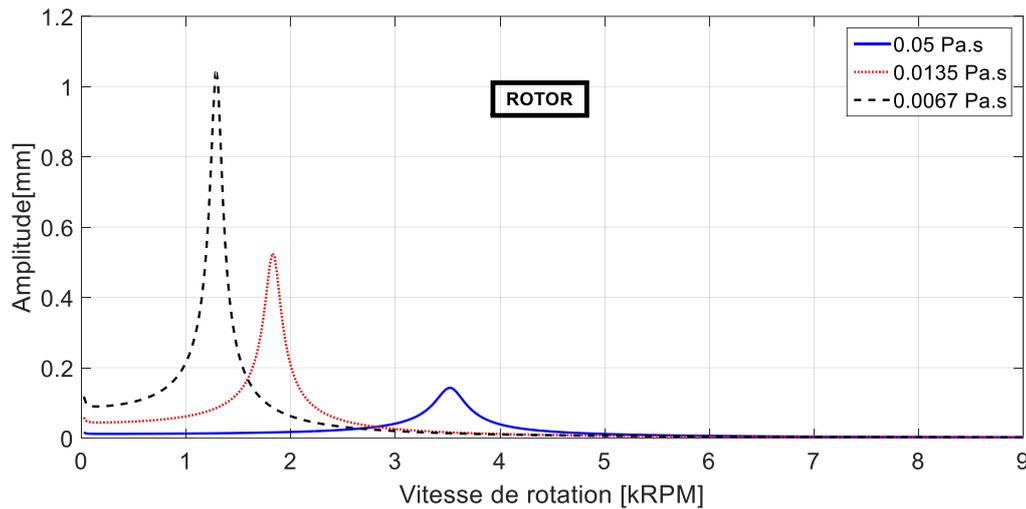


Figure III.7 : Influence de la viscosité sur l'angle de rotation θ en fonction de la vitesse de rotation au niveau de disque avec $P_s=5\text{bar}$ et $\beta=0.58$

Tableau III.5 : Résultats principaux de simulation de l'effet de la viscosité μ à la résonance.

Figure III.6	Vitesse critique [krpm]	Amplitude [mm]	La viscosité	Figure III.7	Vitesse critique [krpm]	Amplitude [mm]	La viscosité
	1.28	1.06	0.05		1.28	1.05	0.05
	1.82	0.53	0.0135		1.82	0.53	0.0135
	3.53	0.14	0.0067		3.53	0.14	0.0067

La figure III.8 représente l'évolution de la force transmise en fonction de la vitesse de rotation [kRPM] pour différentes valeurs de viscosité dynamique μ et pour un rapport de pression optimal $\beta_0=0.58$ et une pression d'alimentation de 5bar. Cette figure montre que lors de passage des vitesses critiques l'amplitude de forces transmises augmente avec la diminution de la viscosité dynamique.

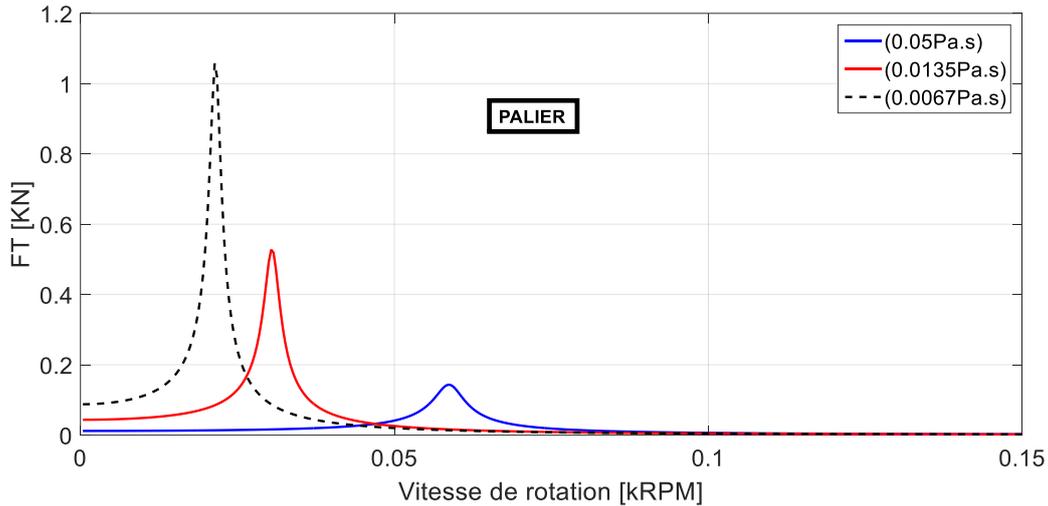


Figure III.8 : Influence de la viscosité sur la force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour $P_s=5\text{bar}$ et $\beta=0.58$

Tableau III.6: Résultats principaux de simulation de l'effet du rapport de pression β_0 à la résonance

Figure III.8	Vitesse critique [kRPM]	FT [kN]	La pression [bar]
	0.02	1.30	1
	0.03	0.53	2
	0.04	0.33	5

III.4. 4 Analyse de l'effet l'épaisseur de film

Les figures III.9 et III.10 illustrent respectivement la variation de l'amplitude de vibration du palier et du rotor en fonction de la vitesse de rotation [kRPM] pour différentes valeurs de rapport de pression β_0 et pour un rapport de pression d'alimentation de 5bar et viscosité dynamique $\mu=0.0135\text{ Pa.s}$. Le tableau III.7 présente les résultats principaux de simulation de l'effet de l'épaisseur de film à la résonance. Ces résultats montrent que la diminution de l'épaisseur de film diminue l'amplitude de vibration lors de passage des vitesses critiques. On note aussi que les vitesses critiques augmentent avec la diminution de l'épaisseur de film. Il est à noter que les amplitudes de vibration du palier sont quasi identiques à celles du rotor.

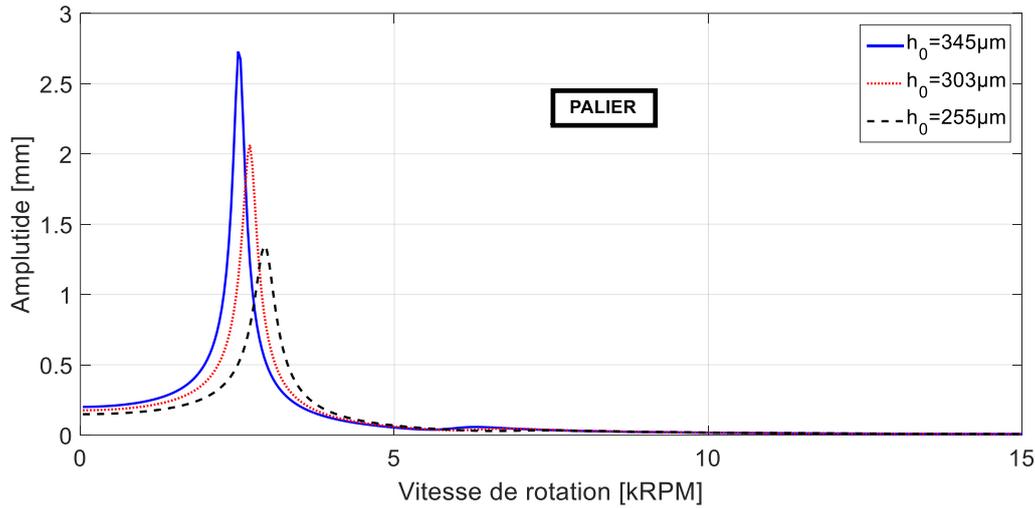


Figure III.9 : Influence de l'épaisseur de film sur l'amplitude de vibration du palier en fonction de la vitesse de rotation pour $P_s=5\text{bar}$ et $\beta=0.58$

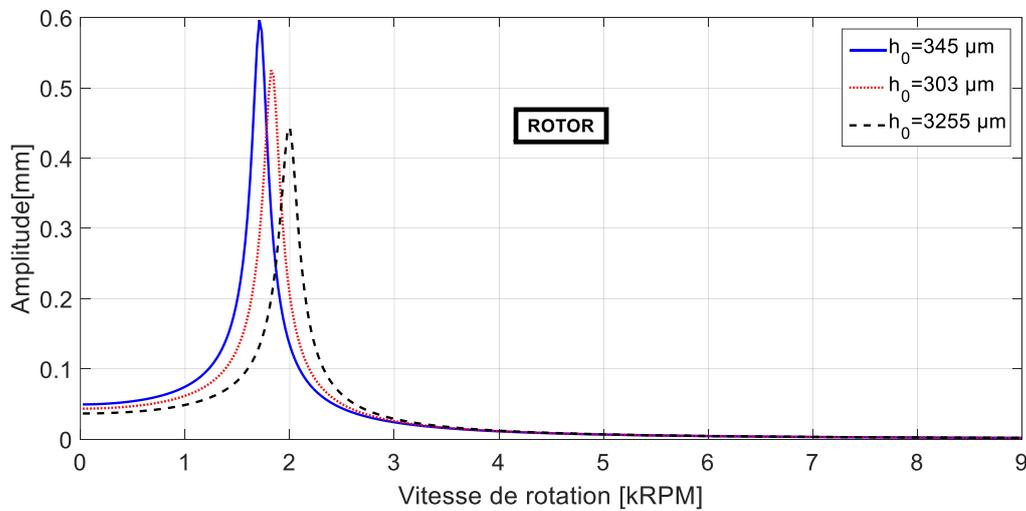


Figure III.11 : Influence de l'épaisseur de film sur l'amplitude de vibration du rotor en fonction de la vitesse de rotation pour $P_s=5\text{bar}$ et $\beta=0.58$

Tableau III.7 : Résultats principaux de simulation de l'effet du rapport de pression β_0 à la résonance.

Figure III.9	Vitesse critique [kRPM]	Amplitude [mm]	Rapport de pression β	Figure III.10	Vitesse critique [kRPM]	Amplitude [mm]	Rapport pression β
	1.71	0.60	0.45		1.71	0.60	0.45
	1.82	0.53	0.58		1.85	0.52	0.58
	2.00	0.44	0.75		2.00	0.44	0.75

La **figure III.11** représente la variation de force transmise en fonction de la vitesse de rotation [kRPM] pour différentes valeurs de l'épaisseur de film pour une pression d'alimentation de 5 Bar et une viscosité dynamique $\mu=0.0135$ Pa.s. Le **tableau III.8** a représenté les résultats principaux de simulation de l'effet de l'épaisseur de film à la résonance. Ces résultats illustre que les amplitudes des forces transmises diminuent avec l'épaisseur de film.

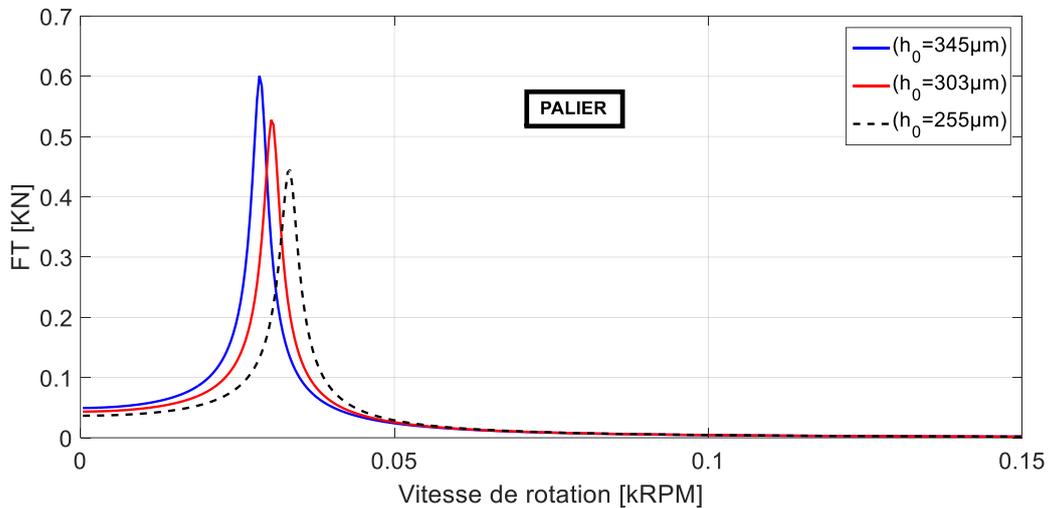


Figure III.11 : Influence de rapport de pression β_0 sur la force transmise en fonction de la vitesse de rotation au niveau de palier avec $P_s=5\text{bar}$ et $\mu=0.0135$ Pa.s

Tableau III.8 : Résultats principaux de simulation de l'effet du rapport de pression β_0 à la résonance

Figure III.11	Vitesse critique [kRPM]	FT [kN]	Rapport de pression β
	0.03	0.60	0.45
	0.03	0.52	0.58
	0.03	0.44	0.75

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude sur le comportement dynamique linéaire d'une ligne d'arbre rigide soumise à une excitation de type balourd.

Nous avons envisagé notre étude sur un arbre rigide supporté par deux paliers identiques à trois patins hydrostatiques à support flexible. L'étude est basée sur les effets de la pression d'alimentation P_s , la viscosité dynamique μ et l'épaisseur de film sur le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'efficacité du palier à trois patins hydrostatiques à support flexible pour réduire les amplitudes de vibrations et les forces transmises lors de passage de vitesses critiques.



Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif principal de ce travail de projet de fin d'étude porte sur la conception et la modélisation d'un nouveau palier hydrostatique à support flexible pour contrôler les vibrations des rotors sous forte charge dynamique.

En premier lieu, un code de calcul développé à l'aide de ANSYS APDL est effectué pour analyser les effets de la pression d'alimentation P_s , de l'épaisseur de film (rapport de pression β_0) et de la viscosité dynamique μ sur le comportement dynamique linéaire d'une ligne d'arbre soumise à de forte charge dynamique. Le code de calcul développé est comparé et validé par la méthode analytique présentée par la méthode de Compliance.

Les résultats de ce modeste travail peuvent être résumés comme suit.

- Lors de passage de la résonance, l'amplitude de vibration du rotor et du palier diminuent avec l'augmentation de la pression d'alimentation, de la viscosité et du rapport de pression ;
- Les fréquences critiques augmentent aussi avec la pression d'alimentation de la viscosité et du rapport de pression ;
- Lors de passage de la résonance, l'amplitude des forces transmises diminue avec l'augmentation de la pression d'alimentation, de la viscosité et du rapport de pression.

Résumé : L'objectif principal de ce travail de PFE est de chercher des solutions techniques pour atténuer les vibrations du rotor et les forces transmissibles lors de passage des vitesses critiques. L'étude est portée sur la conception et la modélisation d'une nouvelle conception du palier hydrostatique à support flexible pour contrôler les vibrations des rotors sous forte charge dynamique. Pour cela, un code de calcul numérique développé à l'aide de la méthode des éléments finis en utilisant le logiciel ANSYS APDL est effectué pour analyser les effets de la pression d'alimentation, de l'épaisseur de film et de la viscosité dynamique sur le comportement dynamique linéaire d'une ligne d'arbre soumise à de forte charge dynamique. Le code de calcul développé est comparé et validé par la méthode analytique présentée par la méthode de Compliance. Les résultats numériques obtenus mettent en évidence l'efficacité du palier à trois patins hydrostatiques à support flexible pour réduire les amplitudes de vibrations et les forces transmises lors de passage de vitesses critiques.

Mots clés : Paliers hydrostatiques - contrôler les vibrations – amplitude – les forces transmises.

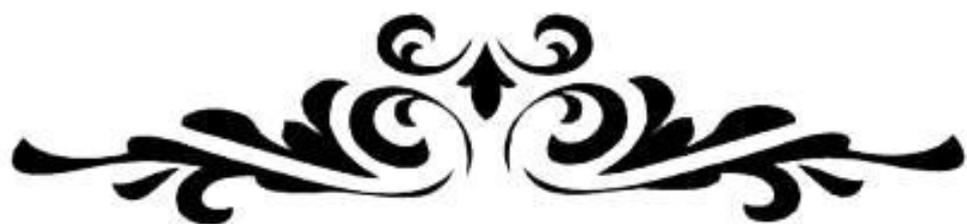
Abstract: The main objective of this work is to find technical solutions to reduce rotor vibrations and transmitted forces when passing critical speeds. The study focuses on the design and modeling of a new concept for a hydrostatic bearing with flexible support to control rotor vibrations under high dynamic loads. To achieve this, a numerical calculation code developed using the finite element method with the ANSYS APDL software is utilized to analyze the effects of feed pressure, film thickness, and dynamic viscosity on the linear dynamic behavior of a shaft subjected to high dynamic loads. The developed calculation code is compared and validated using the analytical method presented by the Compliance method. The obtained numerical results highlight the effectiveness of the three-pad hydrostatic bearing with flexible support in reducing vibration amplitudes and transmitted forces when passing critical speeds.

Keywords: hydrostatic bearings – control rotor vibration – amplitude - transmitted forces

ملخص

الهدف الرئيسي لهذا العمل هو إيجاد حلول تقنية للحد من اهتزازات الدوران والقوى المنتقلة عند تجاوز السرعات الحرجة. تركز الدراسة على تصميم ونمذجة مفهوم جديد لمحمل هيدروستاتيكي ذو دعم مرن للتحكم في اهتزازات الدوار تحت أحمال ديناميكية ANSYS عالية. ولتحقيق ذلك، يتم استخدام كود حسابي عددي تم تطويره باستخدام طريقة العناصر المحددة بواسطة برنامج تحليل تأثير ضغط التغذية وسمك الفيلم ولزوجة الحركة الديناميكية على السلوك الديناميكي الخطي لعمود يتعرض APDL لأحمال ديناميكية عالية. يتم مقارنة الكود الحسابي المطور وتحقيق صحته باستخدام الطريقة التحليلية المقدمة بواسطة طريقة الامتثال. تُسلط النتائج العددية المحصل عليها الضوء على فاعلية محمل هيدروستاتيكي ذو ثلاثة أرجل ودعم مرن في تقليل حجم الاهتزازات والقوى المنتقلة عند تجاوز السرعات الحرجة.

الكلمات المفتاحية: محمل هيدروستاتيكي - التحكم في اهتزازات الدوار – الاهتزازات - القوى المنتقلة.



Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] W.J.M.Rankin (1869) "on the centrifugal force of rotating shaft" engineer, Vol.27, pp.249- 249
- [2] R.L. Begue "influence of orthotropic stiffness. damping in Hydropower Rotor" master's thesis , Lulea university of technology, 2005.
- [3] H. H. Jeffcott, The Lateral Vibration of Loaded Shafts in the Neighbourhood of a Whirling Speed, Phil. Mag, 37, 6 (1919) 304-314.
- [4] D. Bonneau, The Motion of a Rotor Carried by a Flexible Shaft in Flexible Bearings, Proc. R. Soc. London, Ser. A, 142 (1989) 92-118
- [5] Kassai, Shaft Whirling Due to Oil Action in Journal Bearings, Gen. Electric Rev, 28, 7 (1925) 559-568.
- [6] J. W. Lund, «Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings, » Journal of Tribology, ASME, vol. 109, 37-41, 1987.
- [7] J. W. Lund et K. K. Thomsen, «A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearings, » ASME, 1978, 1978.
- [8] L. Z. Qiu et K. A. Tieu, «The Effect of Perturbation Amplitudes on Eight Force Coefficients Bearings, » Tribology Transactions, vol. 39, n°12, 469-475, 1996.
- [10] K. F. Choy, J. M. Braun et Y. Hu, «Nonlinear Effects in a Plain Journal Bearing: Part1, » ASME Journal of Tribology, vol. 113, 555-561, 1991.
- [11] S. C. Chin, L. W. Kristin et J. B.-V. Ilene, «A Nonlinear Dynamic Model With Confidence Bounds for Hydrodynamic Bearings, » Journal of Tribology, ASME, vol. 120, 595-604, 1998.
- [12] Meruane. V et Pescual. R, «Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings, » Tribology International, vol. 41, 743–754, 2008.
- [13] S. T. JERZY et R. T.V. V. L. N, «Nonlinear Prediction of Rotordynamic Coefficients for a Hydrodynamic Journal Bearing, » Tribology Transactions, vol. 44, 367-374, 2001.
- [14] Hamel Reda, « Comportement dynamique non linéaire d'un rotor flexible tournant à grande vitesse monté dans des paliers à film comprimé (SFDB) » Université 8 mai 1945 Guelma Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique, 2014/2015.
- [15] TADJINE Yacine et NEDJAR Fares « Etude du comportement dynamique d'un rotor supporté par des paliers hydrodynamiques » Université Larbi Ben M'hidi-Oum el bouaghi, 2015.
- [16] 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.
- [17] Bleuler, Hannes, et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery. Eds. Gerhard Schweitzer and Eric H. Maslen. Springer Science Business Media, 2009
- [18] BELGACEM. S « Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides » Université Ibn-Khaldoun de Tiaret

- [19] Nassim ZERROUNI Etude De L'interaction Fluide Visqueux-Structure D'un Palier Fluide Soumis A Des Sollicitations Temporelles Université de M'Hamed Bougara, Boumerdes Mai 2009.
- [20] Meramria Wafa « Comportement dynamique non linéaire d'un rotor flexible tournant à grande vitesse monté dans des paliers à film comprimé (SFDB) » Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [21] Spinnler, G. CONCEPTION DES MACHINES, PRINCIPES ET APPLICATIONS. Volume 3, Dimensionnement (Vol. 3). PPUR presses polytechniques 1998.
- [22] Khadim Diop. « Estimation de la fiabilité d'un palier fluide » Université d'Angers, 2015. Français
- [23] BENADDA. M « Conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électrorhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors » Université Ibn-Khaldoun de Tiaret
- [24] Bouzidane, A. « Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors » (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure) 2007.
- [25] Bouzidane, A., & Thomas, M. (2007). Equivalent stiffness and damping investigation of a hydrostatic journal bearing. *Tribology transactions*, 50(2), 257-267.
- [26] HAMMOU. M « Etude linéaire et non-linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée dans un palier hydrostatique pour contrôler les vibrations de rotors » Université Ibn-Khaldoun de Tiaret.
- [27] HAMMOU. M « Etude linéaire et non-linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée dans un palier hydrostatique pour contrôler les vibrations de rotors » Université Ibn-Khaldoun de Tiaret.