

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHES CIENTIFIQUE

UNIVERSITÉIBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES

DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THÈSE

Pour l'obtention du diplôme de

DOCTORATLMD

Domaine: **Sciences et Technologie**

Filière: **Génie Mécanique**

Spécialité: **Modélisation des matériaux et des structures**

Préparé par: KECHRA Ahmed

THÈME

Analyse statique et dynamique des paliers à patins hydrostatiques alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
HASSAINE DAOUADJI Taher	Professeur	UIK Tiaret	Président
BOUZIDANE Ahmed	Professeur	UIK Tiaret	Directeur de thèse
ZIDANE Ibrahim	Professeur	UHB Chlef	Examineur
BALTACH Abdelghani	Professeur	UIK Tiaret	Examineur
HAMMOU Abdelkader Djilali	MCA	UAT Laghouat	Examineur
ELGUERRI Mohamed	MCA	UIK Tiaret	Examineur

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Dédicaces

À ma chère famille

Piliers de mon existence et source de mon courage, je vous exprime ici toute ma gratitude. Vos sacrifices, vos encouragements et votre foi inébranlable en mes capacités m'ont permis de persévérer, même lorsque les chemins semblaient insurmontables. C'est à vous que revient cette réussite, autant qu'à moi.

À mes amis

Votre présence, même à distance, a illuminé les moments les plus sombres. Vous avez su me rappeler que la vie est faite de petits bonheurs partagés. Merci pour votre soutien indéfectible et vos paroles réconfortantes. À mes collègues avec qui j'ai partagé des heures de travail, des idées et des défis. Votre collaboration et vos conseils m'ont enrichi, et ce parcours aurait été bien plus ardu sans votre aide précieuse. Vous avez fait de cette aventure un apprentissage collectif.

Aux honorables membres du jury et tous mes distingués

Professeurs

Votre sagesse et vos enseignements ont illuminé mon parcours académique et guidé mes efforts dans la bonne direction. Vos commentaires, votre rigueur intellectuelle et votre gentillesse ont été pour moi une formidable source d'inspiration. Cela m'a permis de porter un regard critique sur mon travail et de toujours viser le meilleur. Je vous suis profondément reconnaissant pour votre accompagnement.

Enfin

à tous ceux qui, directement ou indirectement, ont contribué à ce voyage académique, cette thèse est aussi un hommage à vos apports, petits ou grands, et au lien humain qui nous unit dans la quête de connaissance.

Ahmed Kechra

Remerciements

A l'occasion de la soutenance de ma thèse de doctorat, je remercie Dieu Tout-Puissant de nous avoir accordé la santé et la force nécessaires pour mener à bien et achever ce travail.

J'adresse mes remerciements à tous ceux qui m'ont aidé et soutenu tout au long de ce chemin.

J'adresse mes sincères remerciements à mon professeur, Directeur de thèse Monsieur BOUZIDANE Ahmed qui m'a appris, accompagné, poussé à travailler dur, m'a fourni des conseils et un soutien continu et m'a fait preuve d'une coopération exemplaire.

Je tiens à remercier l'honorable Monsieur HASSAIE DAWADJI Taher, Professeur à l'Université de Tiaret, d'avoir honoré ma thèse en acceptant de présider le jury.

Un grand merci au membre du jury Monsieur ZIDANE Ibrahim, professeur à l'Université de Chlef, a accepté de superviser mon travail avec engagement et objectivité.

Je remercie également le membre du jury Monsieur HAMMOU Abdelkader Djilali Docteur à l'Université de Laghouat, pour son soutien, son humilité et son accord pour examiner cette étude scientifique.

Je remercie l'honorable membre du jury, Monsieur BALTACH Abdelghani Docteur à l'Université de Tiaret, pour ses précieux conseils et sa coopération.

Un merci particulier à mon professeur, Monsieur ELGUERRI Mohamed Docteur à l'Université de Tiaret, pour son soutien indéfectible, ses encouragements constants et pour avoir honoré ma thèse en acceptant de rejoindre le jury en tant qu'examineur.

J'adresse mes sincères remerciements aux enseignants du Département de génie mécanique à l'Université de Tiaret pour leur formation, leur dévouement et leur soutien académique.

Je tiens également à remercier mes collègues pour leur coopération, leur esprit d'équipe et leur soutien qui ont rendu cette expérience enrichissante et inoubliable.

Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de cette thèse de doctorat, de près ou de loin. Vos conseils ont été cruciaux pour franchir cette étape importante de ma vie. J'ai toute la gratitude et l'affection dans mon cœur pour chacun de vous.

Merci encore du fond du cœur.

Ahmed Kechra

ملخص

المحمل الهيدروستاتيكي هو نوع من المحامل التي تستخدم ضغط السوائل لدعم وتحميل الأجزاء المتحركة في الآلات والمعدات. يعتمد على السائل الهيدروليكي لإنشاء فصل ودعم فعالين بين الأسطح المتحركة والثابتة. في الأنظمة الهيدروليكية، يعد فهم وإدارة أنواع مختلفة من المقاومة أمرًا بالغ الأهمية لتحسين تدفق السوائل والتحكم في الضغط وتحقيق الأداء المطلوب. يأخذ المهندسون والمصممون هذه المقاومات في الاعتبار عند اختيار المكونات وتصميم مسارات السوائل وضمان التشغيل الفعال للأنظمة الهيدروليكية. يتم تصنيف هذه المقاومات إلى فئتين: نشطة وسلبية، حيث تلعب كل منها دورًا رئيسيًا اعتمادًا على المتطلبات المحددة للتطبيق. توفر المقاومات النشطة، مثل مقاومة الغشاء، التحكم الديناميكي في التدفق ويمكن تعديلها لتلبية متطلبات النظام المتغيرة. توفر المقاومات السلبية، مثل مقاومة الشعيرات، قيودًا ثابتة، مما يضمن معدل تدفق ثابت أو انخفاض في الضغط. يعتمد الاختيار بين المقاومات النشطة والسلبية على عوامل مثل المستوى المطلوب للتحكم وديناميكيات النظام وظروف التشغيل.

تهدف هذه الأطروحة في المقام الأول إلى دراسة السلوك الديناميكي غير الخطي لمحور عمود صلب يتم التحكم فيه بواسطة محمل هيدروستاتيكي، تم تصميمه على شكل "مثبط غشاء ضغط هيدروستاتيكي" (HSFD). يتكون المثبط من أربع وسادات هيدروستاتيكية، تعمل بمقاومات هيدروليكية من نوع الغشاء. تم حل معادلة رينولدز المستندة إلى نظرية نيوتن للتزيت، بشكل شبه تحليلي وعددي لدراسة تأثير المعاملات المختلفة: الانحراف، ومعامل هندسة الغشاء، ونسبة الضغط وسرعة الدوران، على الخصائص الرئيسية لمثبط غشاء الضغط الهيدروستاتيكي رباعي الوسادات. في عمل ذي صلة وفي السرعة الحرجة، لاحظنا أثناء نتائج المحاكاة أن الدوار الصلب الذي يتغذى بواسطة مقاومة غشاء لديه قوى منقولة أقل، واستجابة اهتزاز أقل واستقرار جيد للنظام مقارنة بدوار مماثل يتغذى بواسطة مقاومة شعيرية. **الكلمات المفتاحية** : اهتزاز خطي، بالور، مثبط غشاء ضغط هيدروستاتيكي، معادلة رينولدز، سائل نيوتوني، مقاومة غشاء، تزييت ذات شريط مضغوط.

Résumé

Un palier hydrostatique est un type de palier qui utilise la pression du fluide pour supporter et charger les pièces mobiles des machines et des équipements. Il s'appuie sur le fluide hydraulique pour créer une séparation et un support efficace entre les surfaces mobiles et fixes.

Dans les systèmes hydrauliques, la compréhension et la gestion des différents types de résistance sont essentielles pour optimiser le débit fluide, contrôler la pression et atteindre les performances souhaitées. Les ingénieurs et les concepteurs prennent ces résistances en compte lors de la sélection des composants de la conception des circuits de fluide et de la garantie du fonctionnement efficace des systèmes hydrauliques. Ces résistances sont classées en deux catégories : actives et passives, chacune jouant un rôle clé en fonction des exigences spécifiques de l'application.

Les résistances actives, telles que la résistance membranaire, assurent un contrôle dynamique du débit et peuvent être ajustées pour répondre aux exigences variables du système. Les résistances passives, comme la résistance capillaire, offrent des contraintes statiques garantissant un débit ou une chute de pression constante. Le choix entre les résistances actives et passives dépend de facteurs tels que le niveau de contrôle souhaité, la dynamique du système et les conditions de fonctionnement.

Cette thèse a pour objectif principal d'étudier le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide contrôlée par un palier hydrostatique, conçu comme un "amortisseur

à film compressible hydrostatique" (HSFD). L'amortisseur est constitué de quatre patins hydrostatiques, alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane.

L'équation de Reynolds, basée sur la théorie de la lubrification de Newton est résolue de manière semi-analytique et numérique pour étudier l'effet de différents paramètres : l'excentricité, le coefficient de géométrie de la membrane, le rapport de pression et la vitesse de rotation, sur les principales caractéristiques du HSFD à quatre patins. Dans un travail connexe et à vitesse critique nous avons observé lors des résultats de simulation que le rotor rigide alimenté par un restricteur à membrane à des forces transmises plus faibles, une réponse vibratoire plus faible et une bonne stabilité du système par rapport à un rotor similaire alimenté par un restricteur capillaire.

Mots-clés : vibration linéaire, balourd, amortisseur à film compressé hydrostatique, équation de Reynolds, fluides Newtoniens, membrane, lubrification par film compressé.

Abstract

A hydrostatic bearing is a type of bearing that uses fluid pressure to support and load moving parts in machinery and equipment. It relies on hydraulic fluid to create effective separation and support between the moving and fixed surfaces.

In hydraulic systems, understanding and managing various types of resistance is crucial for optimizing fluid flow, controlling pressure, and achieving desired performance. Engineers and designers take these resistances into account when selecting components, designing fluid paths, and ensuring the efficient operation of hydraulic systems. These resistances are classified into two categories: active and passive, each playing a key role depending on the specific requirements of the application.

Active resistances, such as membrane resistance, provide dynamic flow control and can be adjusted to meet changing system demands. Passive resistances, like capillary resistance, offer static constraints, ensuring a constant flow rate or pressure drop. The choice between active and passive resistances depends on factors such as the desired level of control, system dynamics, and operating conditions.

This thesis primarily aims to study the nonlinear dynamic behavior of a rigid shaft line controlled by a hydrostatic bearing, designed as a "Hydrostatic Squeeze Film Damper" (HSFD). The damper consists of four hydrostatic pads powered by membrane-type hydraulic resistances.

The Reynolds equation based on Newton's theory of lubrication, is solved semi-analytically and numerically to study the effect of different parameters: the eccentricity, membrane geometry coefficient, pressure ratio and rotational speed, on the main characteristics of the four-pad HSFD. In a related work and at critical speed, we observed during simulation results that the rigid rotor fed by a membrane restrictor has lower transmitted forces, lower vibration response and good system stability compared to a similar rotor fed by a capillary restrictor.

Keywords: linear vibration, unbalance, hydrostatic squeeze film damper, Reynolds equation, Newtonian fluids, membrane, squeeze film lubrication.

Table Des Matières

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I:Revue Et Etude Bibliographique

I. Revue bibliographique	4
I.1. Introduction.....	4
I.2. Comparaison de différents types de paliers	5
I.2.1. Paliers lisses	6
I.2.2. Paliers à éléments roulants :.....	7
I.2.3. Paliers magnétiques	10
I.2.4. Les palies au gaz.....	12
I.2.5. Paliers liquides	14
I.3. Principe de fonctionnement des paliers hydrostatiques	27
I.3.1. Etapes de fonctionnement	28
I.3.2. Paliers a films amortisseurs (SFD).....	29
I.3.3. Principaux types des butées hydrostatiques à simple effet	31
I.4. Notions de lubrification	40
I.4.1. Courbe de Stribeck:.....	40
I.4.2. Lubrifiants :.....	42
I.5. Mouvement des fluides :.....	48
I.5.1. Régime laminaire :.....	49
I.5.2. Régime turbulent :	50
I.6. Conclusion :	51

Chapitre II : Étude Semi-analytique Et Numérique

D'un Palier Hydrostatique à films amortisseurs'' H S F D''.

II.1. Introduction	55
II.2. Mathématique modélisation:	56
II.2.1. La description du palier hydrostatique à quatre patins :	56
II.2.2. Caractéristiques d'un palier hydrostatiques à quatre patins :	56
II.2.3. Équation De Reynolds	57
II.3. Calcul d'un palier hydrostatique à patins :	60
II.4. Méthode analytique	60
II.4.1. Butée hydrostatique infiniment longue à simple effet	60
II.4.1.1. Calcul du champ de pression	60
II.4.1.2. Calcul des caractéristiques de performance	62
II.4.1.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :	66
II.4.3. Etude dynamique :	67
II. 4.3.1. Modélisation linéaire :	67
II. 4.3.2. Calcul des caractéristiques dynamiques :	69
II.5. Méthode numérique	71
II.5.1. Les conditions aux limites de Reynolds	72
II. 5.2. Procédure détaillée d'obtention de la solution	73
II. 5.2.1. Le maillage	73
II. 5.2.2. Discrétisation de l'équation de Reynolds	73
II. 5.2.3. Résolution numérique du système d'équations	74
II.5.3. Calcul des caractéristiques de performances	75
II. 5.3.1. Charge portante	75
II. 5.3.2. Débit de lubrifiant	76
II.5.4. Dynamique de rotor	77
II. 5.4.1. Formulation du système d'équations	77
II.6. Conclusion	79

Chapitre III: Résultats Et Interprétations

III.1. Introduction	81
III.2. Approche Analytique.....	81
III.2.1. Géométrie du palier	82
III.2.2. Configuration du calcul	81
III.2.3. Simulation numérique du calcul analytique	82
III.2.3.1. Organigramme	82
III.2.3.2. Méthode de Newmark	82
III.2.4. Interprétation des résultats.....	84
III.2.4.1. Effets du rapport de pression.....	84
III.2.4.2. Effets de l'excentricité du balourd	85
III.2.4.3. Effets du coefficient de géométrie de la membrane	86
III.2.5. Comparaison des résistances hydrauliques capillaire et membranaire.....	87
III.3. Approche Numérique	84
III.3.2. Résultats & Interprétations.....	88
III.3.2.1. Débit adimensionnelle	88
III.3.2.3. Capacité de charge sans dimension	89
III.3.2.4. Rigidité adimensionnelle	90
III.3.2.5. Amortissement sans dimension.....	90
III.3.3. Comparaison des résultats semi-analytiques et numériques	91
III.4. Conclusion.....	92
Conclusion général Et perspectives.....	94
Références.....	96

Liste Des Figures

Figure I.1. Solutions innovantes pour vaincre la force de frottement	4
Figure I.2. Évolution de la roue.	5
Figure I.3. Différents types de paliers.	5
Figure I.4. Paliers lisses avec lubrifiants.	6
Figure I.5. Paliers a éléments roulants.....	7
Figure I.6. Modes de vibration radiale d'un roulement à billes	8
Figure I.7. (a) Contact ponctuel (b) Contact linéique.....	8
Figure I.8. Schéma représentatif d'un palier magnétique actif	10
Figure I.9. (a) Palier magnétique passif (b) Instabilité angulaire d'une (PMA).....	11
Figure I.10. (a) Garrett (b) MITI	13
Figure I.11. Exemples de géométries de paliers à air et dispositions.....	13
Figure I.12. (a) Plate forme de démonstration de paliers hydrodynamiques.(b) Fontaine boule	15
Figure I.13. Construction de palier en spirale.....	17
Figure I.14. (a) Photographie de la butée plane polie	17
Figure I.15. (a) Butée hydrodynamique à patin fixe incliné. (b) Palier hydrodynamique à lobes fixe inclines.....	18
Figure I.16. Palier à cinq patins inclinables avec des pivots sphériques	18
Figure I.17. Trois types de pivots de base	19
Figure I.18. Palier hydrodynamique	20
Figure I.19. Principe d'un palier hydrodynamique	21
Figure I.20. Palier lisse hydrostatique connecté à la servocommande de rétroaction	22
Figure I.21. Structure de base des paliers hydrostatiques	23
Figure I.22. Principe de fonctionnement des paliers hydrostatiques.....	24
Figure I.23. a) Système à débit constant, b) Système à pression constante.....	25
Figure I.24. Palier hydrostatique radial-axial Zollern	26
Figure I.25. a) schéma structurel du palier hybride fluide-film avec quatre cavités hydrostatiques b) photographie du vrai palier hybride	26
Figure I.26. Schématisation d'une butée hydrostatique	28
Figure I.27. Système de butée hydrostatique.....	29
Figure I.28. Comment fonctionne une butée hydrostatique.....	30

Figure I.29. Principe d'un palier à film amortisseur (SFD).....	30
Figure I.30. a) Configuration de support cylindrique, b) Configuration de support plat (palier hydrostatique quatre paliers de butée hydrostatique identiques)	31
Figure I.31. Butée à quatre alvéoles.	32
Figure I.32. Effet d'une charge excentrée	33
Figure I.33. Butée plane circulaire	33
Figure I.34. Butée conique	36
Figure I.35. Butée conique à rainures	37
Figure I.36. a) Configuration de butées sphériques avec une alvéole central et quatre alvéoles, b) Influence du rayon des sphères.....	38
Figure I.37. Butée cylindrique à 4 alvéoles	40
Figure I.38 Courbe de Stribeck.....	41
Figure I.39 Les lubrifiants liquides sont généralement composés de mélanges de bases.	42
Figure I.40 <i>Graisse lubrifiante de la marque ExxonMobil</i>	43
Figure I.41 a) Variation de la viscosité avec la température pour différentes durées de vieillissement b) Distribution de la température dans le disque 24	45
Figure I.42 Hydrocarbure linéaire saturé.....	46
Figure I.43 La Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement pour l'oxyde de fer	48
Figure I.44 Les principaux types d'écoulements	49
Figure I.45 Sélection par capacité de charge des roulements à rotation continue.	52
Figure I.46 différences huiles minérales-huiles synthétiques	53
Figure II.1 : palier hydrostatique compensé par membrane.....	55
Figure II.2 : Butée hydrostatique à simple effet n°i (i=2 et 4).....	56
Figure II.3 : conditions aux limites de palier hydrostatique à simple effet	57
Figure II.4 : Notations et perspective d'une butée hydrostatique	58
Figure II.5 : a) Dimension du patin. b) Dimension d'une section Du grain mobile	58
Figure II.6 : Schématisation d'une butée hydrostatique à patins identiques	59
Figure II.7 : Butée hydrostatique infiniment longue N°i (i=2 et 4)	60
Figure II.8 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée N°i (i=1 et 3).....	61
Figure II.9 : Résistance hydraulique de type membrane	65
Figure II.10 : Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet.....	69
Figure II.11. Domaine de calcul	73
Figure II.12. Configuration d'un nœud du maillage du film développé	73

Figure II.13. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration	75
Figure II.14 : Débit sortant de l'alvéole	77
Figure II.15. Rotor relatif à un palier hydrostatique à quatre patins soumis à un balourd	78
Figure.III.1. Organigramme de calcul.	Erreur ! Signet non défini.
Figure.III.2. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction du rapport de pression (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation..	84
Figure.III.3. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de l'excentricité du déséquilibre (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation.....	85
Figure.III.4. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction du coefficient de géométrie (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation.	86
Figure.III.5. Amplitude adimensionnelle de vibration (a), la force de transmission (b) le débit (c) selon la vitesse de rotation pour les résistances capillaire et membrane.....	87
Figure.III.6. variations du débit adimensionnel en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie du membrane.....	88
Figure.III.7. variation de la charge statique adimensionnel en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie du membrane.	89
Figure.III.8. variation de la rigidité adimensionnelle en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie du membrane.....	90
Figure.III.9. variation de l'amortissement adimensionnel en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie du membrane.....	91
Figure.III.10. Comparaison des résultats numériques et semi-analytiques : épaisseur du film en fonction du rapport de pression concentrique pour un rapport d'excentricité de 0,2..	92

Liste des tableaux

Tableau I.1 Exemples de familles d'huiles de synthèse.	47
Tableau III.1 : Paramètres de simulation.....	81

Nomenclature

A, B	longueur et la largeur du patin d'appui, respectivement	$[m]$
a, b	longueur et la largeur d'alvéole, respectivement	$[m]$
$F_X; F_Y$	forces hydrostatiques, dans les directions X et Y	$[N]$
ε	rapport d'excentricité. (e_b / h_0)	(adimensionnelle)
e_b	excentricité	$[m]$
h_0	épaisseur du film	$[m]$
h_i	épaisseur du film, patin N_i	$[m]$
\square	vitesse d'écrasement du film, patin N_i	$[m/s]$
h_i		
M	masse du rotor	$[kg]$
N	Vitesse de rotation	$[tr/min]$
O_1	Centre du roulement	(adimensionnelle)
O_2	centre de l'arbre	(adimensionnelle)
P_S	pression d'alimentation	$[Pa]$
P_{ri}	pression d'alvéole, patin N_i	$[Pa]$
Q_{xi}, Q_{zi}	Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole, patin N_i	$[m^3/s]$
Q_{Si}	débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z patin N_i , respectivement	$[m^3/s]$
Q_{ri}	débit à travers la membrane, patin N_i	$[m^3/s]$
Q_T	débit total du lubrifiant	$[m^3/s]$
S_b, S_r	surface du patin, surface de l'alvéole, respectivement	$[m^2]$
$(u_{xi}; u_{zi})$	vitesse de fluide dans les directions x et y, patin N_i	$[m/s]$
(x_i, z_i, y_i)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds	
C_{pi}	coefficient d'amortissement, patin N_i	$[N \cdot s/m]$
C_{eq}	coefficient d'amortissement équivalent	$[N \cdot s/m]$
K_{pi}	coefficient de raideur, patin N_i	$[N/m]$
K_{eq}	coefficient de raideur équivalent	$[N/m]$
ξ	taux d'amortissement	
β_0	rapport de pression $e_b = 0$	(adimensionnelle)

β_i	rapport de pression, patin N _i	(adimensionnelle)
ω_n	Fréquence naturelle	[rad / s]
ω_e	Fréquence d'excitation	[rad / s]
E	module d'élasticité du membrane	(N/mm)
x, x_0	jeu et jeu initial entre le seuil et la membrane	[m]
r_1	rayon intérieur de la membrane	[m]
r_2	rayon extérieur de la membrane	[m]
r_3	Rayon de la membrane	[m]
K_m	coefficient de déformation de la membrane	(N/mm)
δ	déviation de la membrane	[m]
t	épaisseur de la membrane	[m]
m	coefficient de Poisson	(adimensionnelle)
μ	viscosité dynamique du fluide Newtonien	[Pa.s]

Introduction Générale

L'énergie est convertie pour répondre à différents besoins dans de nombreuses applications et industries. La conversion d'énergie fait référence au processus de transformation de l'énergie d'un état à un autre, comme la transformation de l'énergie électrique en énergie cinétique de rotation à l'aide de machines tournantes.

Les machines tournantes peuvent être confrontées à certains problèmes et défis qui doivent être résolus pour garantir leur bon fonctionnement et leur sécurité, tels que les vibrations indésirables, la corrosion, le déséquilibre et l'usure. Il est important de traiter ces problèmes rapidement et efficacement pour garantir la sécurité et les performances des machines tournantes. Comme la présence de paliers qui fournissent un support et une surface de glissement pour les arbres rotatifs et réduisent le frottement et l'usure, ainsi que supportent les charges et les forces appliquées aux arbres.

Nous avons concentré notre attention sur le palier à film fluide, qui utilise une fine couche de fluide sous pression pour réduire la friction et soutenir le mouvement entre deux surfaces en contact. Parce qu'il garantit de nombreux avantages tels qu'un faible frottement, une grande capacité de chargement et une grande précision de positionnement, il est largement utilisé.

Les paliers lubrifiés non intelligents sont des dispositifs mécaniques utilisés pour réduire la friction et supporter les charges dans les systèmes mécaniques. Ces paliers nécessitent un entretien régulier pour s'assurer que le lubrifiant est adapté et efficace. Bien qu'ils soient plus simples et moins chers que les roulements lubrifiés intelligents, ils peuvent nécessiter une surveillance et un entretien plus fréquents pour assurer un bon fonctionnement. En raison des charges dynamiques élevées, ces roulements ne produisent souvent pas le comportement dynamique souhaité.

Cette thèse étudie le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par un palier fluide newtonien constitué de 4 patins hydrostatiques comme objectif principal. Où nous avons développé deux modèles théoriques, le premier est semi-analytique et l'autre est numérique et utilise la méthode non linéaire pour étudier l'effet de la lubrification à travers des résistances hydrauliques de type membrane sur les forces transmises et la réponse vibratoire d'une ligne d'arbre rigide soumise à des excitations de type balourd. Enfin, comparer les résultats obtenus comme résistance active avec les résultats précédents, avec ceux de type capillaire comme résistance hydraulique passive.

Introduction Générale

Nous détaillons nos travaux en trois chapitres et consacrons le premier d'entre eux à l'étude bibliographique relative aux paliers à roulements et aux paliers hydrostatiques en particulier, aux Hydrostatic Squeeze Film Dampers (HSFD), aux fluides et graisses de toutes sortes, aux études menées sur leur application aux paliers et, par la suite, à la dynamique du rotor, en plus de traiter de divers régimes d'écoulement de fluides.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons un modèle semi-analytique et un autre numérique dans le but d'étudier les Performances d'un palier hydrostatique à quatre patins avec des pressions externes via des résistances hydrauliques de type membrane utilisant un lubrifiant newtonien.

Les résultats des modèles semi-analytiques et numériques développés sont présentés dans le troisième chapitre. Les principaux résultats obtenus ont été publiés dans les revues scientifiques de renommée mondiale *Acta Mechanica* et *Automatica*[1].

Enfin, nous avons clôturé cette thèse par une conclusion générale regroupant ses points essentiels qui encourage de tracer des perspectives futures.

Chapitre I :
Revue Et Etude
Bibliographique

I. Revue et étude bibliographique

I.1. Introduction

L'homme a connu un développement important au cours du nouvel âge de pierre, qui est la dernière étape de l'âge de pierre, lorsque des outils de pierre polie et sculptée ont été développés. En plus de cela, de nombreuses réalisations ont été enregistrées, où des maisons ont été construites et des villes sont apparues sur les rives des rivières et des lacs, la stratification sociale et la division du travail sont apparues, des armées ont été formées et des technologies ont été formées. Par conséquent, le début de la formation des civilisations anciennes est associé à la période néolithique.

La kinésiologie a commencé à l'échelle technologique en fonction des progrès du besoin humain de déplacer les choses, et ce progrès actif du développement humain impose un besoin urgent de nouvelles solutions pour vaincre la force de friction entre les surfaces et augmenter la vitesse de déplacement (Fig.I.1.) C'est-à-dire en réduisant les forces appliquées.



Figure I.1. Solutions innovantes pour vaincre la force de frottement.

Ce développement rapide a donné naissance aux premiers roulements qui ont été utilisés dans les outils de filage et de forage. Dans lequel la lubrification a été utilisée pour réduire la résistance de la force de friction qui absorbe une grande quantité d'énergie et ainsi réduire l'échauffement. Là où nos ancêtres utilisaient des graisses animales pour lubrifier les roulements. Cela signifie moins de friction et moins d'effort.

Les premiers appareils ressemblant à des roulements ont été découverts par des archéologues sur les sites d'anciens peuples remontant au néolithique[2], où les gens ont appris à percer des trous dans la pierre, en utilisant les premiers roulements de pierre. Plus tard, ils ont commencé à utiliser des chars arabes.

La roue a été inventée quelques milliers d'années avant Jésus-Christ (Fig.I.2.) [3], et elle a révolutionné la mécanique, car elle a été le tournant qui a marqué la victoire de la pensée humaine sur les forces de friction. Ce qui a remplacé le mouvement de glissement par le roulement, facilitant la vie des humains avec moins d'effort.



Figure I.2. Évolution de la roue.

Les roulements ou les paliers modernes sont complètement différents de leurs prédécesseurs. Il existe une variété de types et de classes, créés à des fins différentes et avec une conception méticuleuse, conçus pour aider l'humanité à suivre le développement et à accélérer le mouvement du progrès technologique.

I.2. Comparaison de différents types de paliers

Tout mécanisme comporte un certain nombre de pièces assemblées en liaison mécanique entre elles. Certaines d'entre elles sont mobiles et d'autres sont fixes, compte tenu des degrés de liberté selon les exigences de fabrication[4]. Les surfaces de contact sont souvent planes, sphériques, cylindriques, coniques ou hélicoïdales.

Le mouvement relatif des paliers a plusieurs formes, comme le montre la (Fig.I.3.) où peuvent se situer ces mouvements sur le classement suivant :

- ❖ Mouvements de rotation : palier rotatif.
- ❖ Mouvements de translation : palier linéaire communément appelé glissière.
- ❖ Mouvements de translation et de rotation : palier mixte.

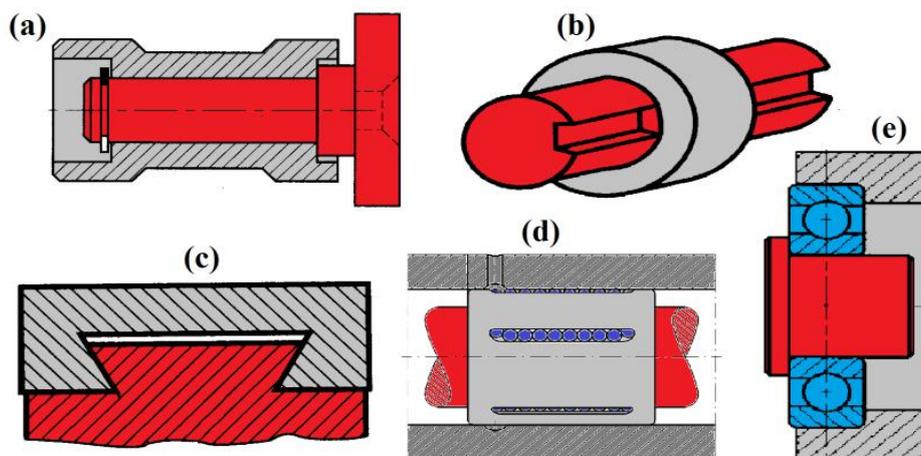


Figure I.3. Différents types de paliers.

(a) de rotation lisse; (b) et (c) de translation lisse; (d) de rotation et translation à roulement; (e) de rotation à roulement.

Le palier est un composant courant des machines utilisées pour réguler le mouvement et réduire la friction dans les pièces mobiles. Il limite également le mouvement relatif pour réduire la charge appliquée aux machines industrielles et réduire l'usure afin d'augmenter la durée de vie de la machine.

En pratique, on compte différents types de paliers:

- Paliers lisses.
- Paliers à éléments roulants.
- Paliers magnétiques.
- Paliers au gaz.
- Paliers liquides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride).

I.2.1. Paliers lisses

Les paliers lisses sont des composants mécaniques qui assurent la rotation entre la partie mobile et le stator de la machine (Fig.I.4.). Le principe de base des paliers lisses est d'essayer d'assurer un mouvement sans frottement entre les surfaces, sans rouleaux et sans billes, dont le but principal est de réduire ou d'empêcher l'usure de l'axe de la machine, qui peut se produire lorsque la partie mobile est en mouvement de rotation avec le stator supportant les charges.

La conception amovible et interchangeable de ces unités, ainsi que leur haute résistance au frottement et aux vibrations, les rendent indispensables dans la fabrication de moteurs à combustion interne.

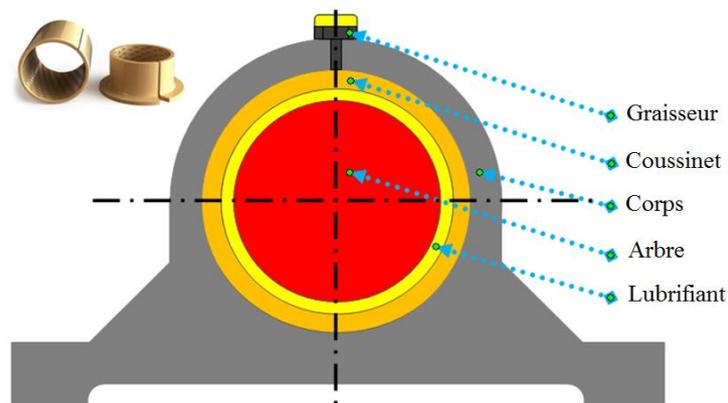


Figure I.4. Paliers lisses avec lubrifiants.

Les paliers lisses peuvent être utilisés avec ou sans huile, c'est-à-dire qu'ils peuvent être utilisés à sec, et ils sont constitués de matériaux de très haute qualité de frottement tels que le graphite, le téflon, le bronze, le polyamide, le plomb ou le PTFE[5].

✓ Parmi les avantages des paliers lisses

- Excellente résistance aux charges radiales élevées.
- Conception divisée pour une installation et une maintenance facile.
- Peut travailler dans des conditions de forte pollution.
- Résistant aux vibrations.
- Faible niveau sonore pendant le fonctionnement.
- Petites dimensions radiales.
- Fabrication et réparation simples.

✗ Parmi les inconvénients des paliers lisses

- Pertes par friction élevées et, par conséquent, rendement réduit.
- La nécessité d'une lubrification continue.
- Roulement inégal et usure du journal.
- Main-d'œuvre élevée dans le secteur manufacturier.

▪ Domaines d'utilisation

Les domaines d'application des paliers lisses comprennent également les équipements agricoles et les engins de chantier. Les paliers lisses sont activement utilisés en cas de charges de choc potentiellement élevées et de conditions environnementales défavorables.

I.2.2. Paliers à éléments roulants

Un roulement est une structure constituée de deux bagues métalliques avec des rainures, entre lesquelles sont placées des billes ou des rouleaux qui permettent un mouvement avec peu de résistance au roulement et de glissement, fixées à l'intérieur d'une cage installée entre les bagues. Certains types de ces roulements n'utilisent pas de cage. Le palier à roulement (Fig.I.5.) diffère du palier lisse non seulement par l'utilisation d'éléments roulants, mais également par le fait qu'il est fourni et installé en tant qu'« unité commerciale »[6].

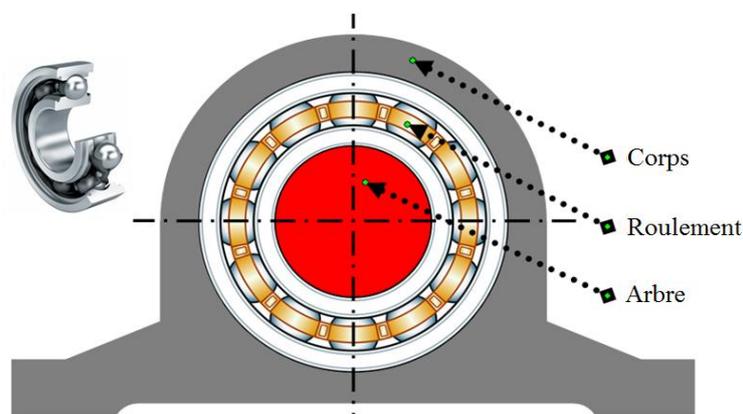


Figure I.5. Paliers à éléments roulants.

1.2.2.1. Roulements à bille

Les roulements à billes se caractérisent par leur forme circulaire qui contient de nombreuses petites billes. En plus de faciliter le mouvement, il remplit de nombreuses fonctions importantes, notamment le positionnement des pièces mobiles de la machine, le support des charges et la réduction des frottements. Les roulements à billes continuent de vibrer malgré leur géométrie parfaite (Fig.I.6.) et ces vibrations sont causées par la rotation d'un nombre limité de contacts de roulement entre les billes et les bagues de guidage[7].

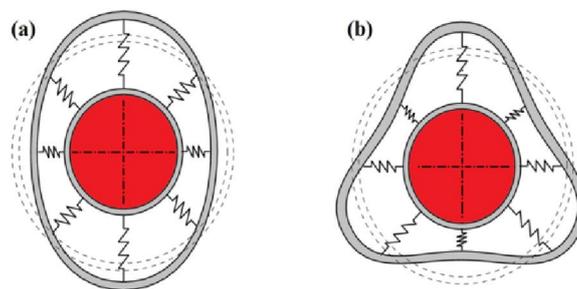


Figure I.6. Modes de vibration radiale des bagues intérieure et extérieure d'un roulement à billes provoqués par l'ondulation. (a) mode ovale (b) mode triangulaire [7].

1.2.2.2. Roulements à rouleaux :

Un roulement à rouleaux est un type de roulement qui contient des éléments roulants cylindriques ou coniques placés en contact linéaire avec les pistes. Pour les applications à très grande vitesse, c'est le meilleur choix et il possède une capacité de charge radiale élevée, plus que les roulements à billes.

Dans la zone de contact (Figure I.7.) [8]. La théorie d'Hertz permet d'analyser les déformations élastiques résultant des contraintes de contact entre le corps roulant et la piste de roulement.

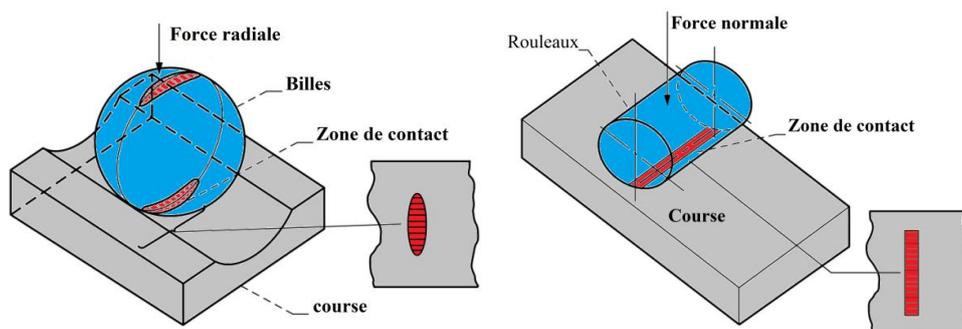


Figure I.7. (a) Contact ponctuel, (b) Contact linéique[8].

✓ Parmi les avantages des roulements

- Beaucoup moins de pertes par friction et, par conséquent, une efficacité plus élevée et moins de chauffage.
- Facilité d'entretien et de remplacement.
- Moins de consommation de lubrifiant.
- Faible coût grâce à la production en série de roulements standards.
- Facilité de réparation de la machine grâce à l'interchangeabilité des roulements.

✗ Parmi les inconvénients des roulements

- Applicabilité limitée à des charges très élevées et à des vitesses élevées.
- Inadapté aux travaux soumis à des charges de choc et de vibration importantes en raison de contraintes de contact élevées et d'une faible capacité d'amortissement des vibrations.
- Encombrement important dans le sens radial et poids.
- Coût élevé pour la production à petite échelle de roulements avec des dimensions uniques.

▪ Domaines d'utilisation

Les zones d'appui et les applications sont très importantes. Ces roulements sont irremplaçables dans la fabrication de divers véhicules et mécanismes.

- Fabrication d'équipements. Les roulements sont utilisés dans des équipements pour divers types d'industries, par exemple, pour l'industrie alimentaire.
- Acier et métaux non ferreux. Les roulements sont utilisés à différentes étapes de la production. Ils ont une résistance mécanique élevée et ne craignent donc pas les chocs.
- Voitures et aviation. Par exemple, les roulements à billes fonctionnent bien dans des situations où les charges sont constantes et moyennes. Les roulements à rouleaux sont utilisés lorsque les charges sont beaucoup plus élevées.
- Fabrication d'appareils électroménagers. Les roulements à aiguilles sont souvent utilisés, car ils conviennent aux petits objets.

I.2.3. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques sont utilisés pour supporter des charges élevées sans aucun contact physique direct, idéal pour les applications à grande vitesse et à faibles vibrations et constituent une autre alternative unique aux roulements à rouleaux traditionnels. Il n'est pas nécessaire de remplacer les roulements, de lubrifier ou de réparer. En Chine, la production

d'aimants en terres rares a prospéré, en s'appuyant sur ses vastes gisements de terres rares et une exploitation minière peu coûteuse[9].

Les paliers magnétiques sont classés en deux catégories principales, actives et passives. Dans les lignes suivantes, nous présenterons plus de détails sur la conception de chaque type.

1.2.3.1. Paliers magnétiques actifs

Les paliers magnétiques actifs, dont les plus communs sont les paliers à ferroattraction. Le courant électrique peut être modifié pour créer une force avec un électro-aimant[10].

Les roulements magnétiques actifs assurent la bonne rotation d'un corps rigide le long d'un axe fixe ou vice versa. Ils sont composés de deux parties, le palier lui-même, ainsi que le système électronique de contrôle du champ magnétique (Fig.I.8.) [11].

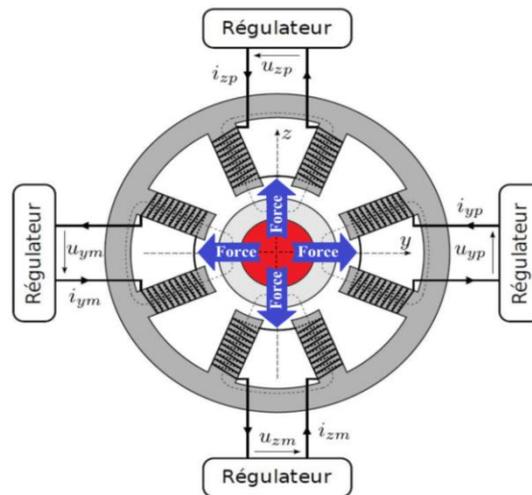


Figure I.8. Schéma représentatif du palier magnétique actif [11].

Les suspensions magnétiques se trouvent dans les mécanismes radiaux et axiaux, mais avec le même principe de fonctionnement. Un rotor spécial modifié avec des blocs ferromagnétiques est utilisé. Qui reste suspendu dans le champ magnétique généré par les bobines électromagnétiques, qui sont situées sur le stator, c'est-à-dire à 360 degrés autour de l'arbre, formant une boucle. Un entrefer est créé entre le rotor et le stator qui permet aux pièces de tourner avec un minimum de frottement.

À l'aide de capteurs, il surveille en permanence la position du rotor par rapport aux bobines. Le mécanisme décrit est contrôlé par un système électronique spécial et, au moindre mouvement, fournit un courant de commande à la bobine correspondante. Cela maintient le rotor dans la même position.

1.2.3.2. Paliers magnétiques passifs

Le fonctionnement des paliers magnétiques passifs ne nécessite aucune source d'alimentation externe, ils sont donc autonomes. C'est la variation d'énergie magnétique statique dans le système entre les aimants permanents seuls et rien d'autre qui génère des forces de rappel dans le palier, c'est pourquoi on l'appelle passif[12].

Mais un système de nombreux aimants permanents est très instable (Fig.I.9.), et tandis que les systèmes passifs sont encore en cours de développement et de test, l'application pratique de ces systèmes reste un sujet d'étude. On dit que la butée est radialement instable Lorsque la bague intérieure est violemment attirée vers la bague extérieure, c'est-à-dire qu'elle se déplace radialement[13].

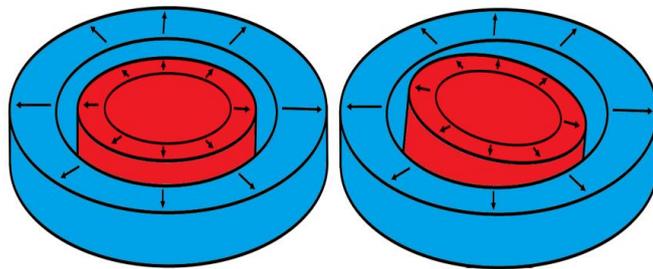


Figure I.9. (a) Palier magnétique passif, (b) Instabilité angulaire d'une (PMA) [13].

✓ *Parmi les avantages des paliers magnétiques*

- Capacité de charge relativement élevée.
- Haute résistance mécanique.
- La capacité de mettre en œuvre une suspension stable sans contact du corps.
- La possibilité de modifier la rigidité et l'amortissement sur une large plage.
- La possibilité d'utiliser à hautes vitesses de rotation, sous vide, hautes et basses températures.

✗ *Parmi les inconvénients des paliers magnétiques*

- L'impératif d'utiliser des paliers de sécurité supplémentaires pouvant supporter un maximum de pannes, qui ne peuvent supporter au plus une ou deux pannes de paliers magnétiques, nécessitant leur remplacement.
- La complexité du système de contrôle automatique qui, s'il tombe en panne, nécessitera des réparations complexes.
- Un problème de surchauffe de l'enroulement du roulement en raison du courant élevé qui le traverse. Ce qui nécessite des mesures de protection supplémentaires et

l'ajout d'autres systèmes de refroidissement.

Mais, malgré ces lacunes évidentes, les paliers magnétiques sont largement utilisés, y compris dans les systèmes optiques de haute précision et dans les installations laser. Depuis le milieu du siècle dernier, les paliers magnétiques n'ont cessé de s'améliorer et d'évoluer, d'une manière ou d'une autre.

▪ *Domaines d'utilisations*

La capacité de travailler à n'importe quelle température, sous vide et sans lubrification permet l'utilisation de suspensions dans l'industrie spatiale, dans les machines-outils dans l'industrie du raffinage du pétrole. Ils ont également trouvé leur application dans les centrifugeuses à gaz qui enrichissent l'uranium. Diverses centrales électriques utilisent également des suspensions magnétiques dans leurs groupes électrogènes.

I.2.4. Les paliers au gaz

Les paliers aérostatiques utilisent un film d'air comprimé d'une épaisseur allant jusqu'au micromètre et, récemment, il a considérablement amélioré ses performances, en termes de précision de mouvement, de frottement, de pollution et de vitesse, par rapport aux paliers de précision. Ces paliers sont plus résistants aux charges axiales et aux poussées latérales[14].

Un palier à gaz à feuille agit automatiquement avec de l'air aspiré entre la feuille supérieure et l'arbre pour les séparer complètement lorsque la vitesse de démarrage est dépassée. Avec un film d'air maintenu entre les surfaces rotative et fixe, une pression adéquate est générée pour supporter la charge appliquée. La feuille métallique soutient la feuille supérieure et sa souplesse permet à la feuille supérieure, soumise à la pression hydrodynamique, de se déformer. Par conséquent, un fonctionnement réussi repose sur un couplage entre un film mince de gaz lubrifiant et une structure élastique[15].

Il existe deux classes de paliers à feuilles (Fig.I.10.) [16] :

- Les paliers à feuilles de type Garrett (HES 95).
- Les paliers à feuilles de type MITI (HES 82), (HES 83), (HES 94).

Avec des surfaces d'appui coniques ou des surfaces d'appui sphériques ou d'autres formes similaires de surfaces d'appui, l'une convexe et l'autre concave (Fig.I.11.), les paliers à gaz sont conçus. Pour les paliers lisses qui utilisent du gaz comme lubrifiant, l'air est le lubrifiant gazeux le plus couramment utilisé. L'hydrogène, l'azote, l'hélium ou le dioxyde de carbone peuvent également être utilisés selon les besoins[17].

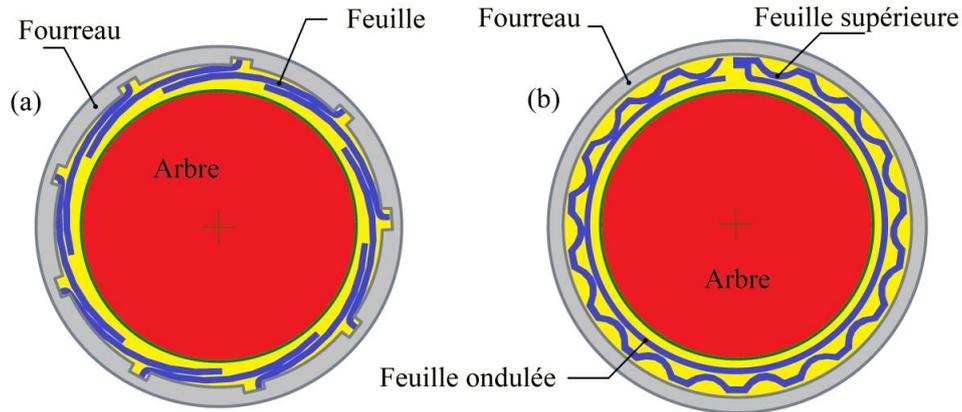


Figure I.10. (a) Garrett, (b) MITI[16].

Les matériaux utilisés pour fabriquer les paliers à gaz comprennent l'acier à outils, le bronze, les alliages de tungstène-cobalt-molybdène, les matériaux poreux de métallurgie des poudres, les céramiques et les plastiques techniques.

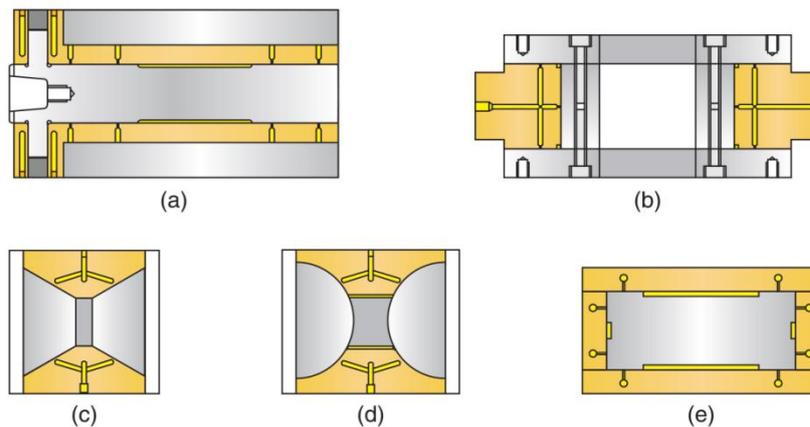


Figure I.11. Exemples de géométries de paliers à air et dispositions:
 (a) broche avec tourillons cylindriques et paliers de butée annulaires; (b) table rotative avec tourillons cylindriques et paliers de butée annulaires ; (c) broche avec roulements coniques; (d) broche avec roulements sphériques; et (e) toboggan avec coussinets plats[17].

✓ Parmi les avantages des paliers au gaz

- Absence de contact métallique, ce qui exclut l'usure des supports et, par conséquent, assure une grande durabilité avec une qualité de meulage constante.
- Faible niveau de vibrations et de puissance acoustique.
- Pas de danger de contamination des produits manufacturés et de l'air ambiant par des graisses.
- Économies sur la graisse, les dispositifs pour son alimentation, son nettoyage et

son refroidissement, les joints.

- Faible consommation d'énergie grâce à une faible résistance au mouvement.

✘ *Parmi les inconvénients des paliers au gaz*

- Vibration auto-excitée. Cette vibration peut entraîner une instabilité et menacer le fonctionnement du palier à gaz.

- Tolérances strictes dans la fabrication. Par conséquent, la fabrication de paliers à air est coûteuse.

- Les paliers lubrifiés au gaz sont sensibles à la présence de poussières et de particules dans l'environnement.

▪ *Domaines d'utilisation*

Dans le domaine technologique, les paliers à gaz dynamique sont largement utilisés, par exemple dans les turbomachines pneumatiques à grande vitesse et les turbines à gaz. Les paliers à air sont utilisés dans les turbines auxiliaires des avions, les turbines de puissance, les réfrigérateurs pneumatiques des systèmes de climatisation des avions.

I.2.5. Paliers liquides

Les paliers liquides sont conçus pour soulager la charge sur une pièce mobile tout en réduisant le frottement, mais contrairement aux autres roulements mentionnés précédemment, ils ne contiennent pas de billes mobiles ou d'éléments roulants. Au lieu de cela, ils contiennent du liquide, entre lequel le liquide crée une fine couche à laquelle la partie mobile est exposée, lui permettant de supporter la charge. La plupart des roulements liquides contiennent de l'eau ou de l'huile, ce qui réduit efficacement la friction.

Démonstration de la plate-forme de roulement à lubrification hydrodynamique (fig I.12.a). Cette plate-forme a permis d'observer le fonctionnement d'un palier, qu'il utilise de l'huile, de l'air ou de l'eau. Tourner la poignée de la plate-forme, comme on le voit sur cette photo, fait tourner un arbre, qui entraîne de l'eau dans le manchon de palier et forme un film lubrifiant. Plus la poignée est tournée rapidement, plus l'eau est pompée, plus la pression du film lubrifiant est élevée et plus la charge que le palier peut supporter est élevée. La couche lubrifiante à l'eau empêche le frottement et l'usure, et réduit ainsi considérablement la friction.

Même les paliers fonctionnant avec un film d'huile complet peuvent être amenés à entrer en contact avec leur arbre lors du rodage initial, lors du démarrage et de l'arrêt, ou lors d'interruptions de l'alimentation en lubrifiant[18]. Les fonctions principales des paliers liquides sont de contrôler la position du rotor, d'équilibrer les forces sur le système et de fournir un amortissement.



Figure I.12. (a) Plateforme de démonstration de paliers hydrodynamiques.(b) Fontaine boule.

Les paliers qui utilisent des fluides dans leur travail se distinguent par une conception simple et fiable. Un élément d'ingénierie important se compose de seulement deux parties, les bagues intérieure et extérieure, qui ont une forme toroïdale. Chaque surface d'un tel palier, participant à la création du joint, est ajustée au plus près et est équipée d'un joint de haute qualité qui protège le groupe hydraulique des fuites.

Ce type est divisé en deux groupes principaux :

- ❖ Les paliers hydrodynamiques/hydrostatiques supportent des charges radiales. (Où les charges sont perpendiculaires à l'axe de rotation).
- ❖ Les butées hydrostatiques supportent des charges axiales.(Les charges sont le long de l'axe de rotation).

L'effet hydrodynamique, visant à réduire les frottements, a donné lieu à de nombreuses études approfondies menées par de nombreux chercheurs. Le principe de cet effet est que la pression d'huile est produite par le mouvement des surfaces de contact et la géométrie convergente, ce qui assure l'équilibre de l'arbre.

Plus tard, pour les machines à faible vitesse ou les machines tournantes à usage intensif, des paliers hydrostatiques ont été intégrés, dans lesquels l'huile nécessaire est injectée entre les surfaces par des sources de pression externes.

1.2.5.1. Palier/butée hydrodynamique

Les paliers hydrodynamiques sont considérés comme un élément vital de toutes les machines tournantes dont la fonction est de supporter une charge appliquée en réduisant le frottement entre les surfaces relativement mobiles[19]. Un palier de tourillon se compose d'un arbre circulaire, appelé le tourillon, qui est fait pour tourner dans un manchon fixe, qui est appelé le palier. Le palier et le tourillon fonctionnent avec un petit

jeu radial de l'ordre du $1/1000$ du rayon du tourillon. L'espace libre entre le tourillon et le palier est supposé être plein de lubrifiant[20]. Les paliers hydrodynamiques sont régulièrement lubrifiés avec des fluides à viscosité « élevée », pour favoriser la formation de films lubrifiants « épais » qui sépareront de manière adéquate les surfaces porteuses et assureront un bon refroidissement[19]. Le mécanisme de lubrification hydrodynamique a été indépendamment découvert et formulé par Nikolai Pavlovich Petrov (b.1836-d.1920), Osborne Reynolds(b.1842-d.1912) et John Towers (b.1845-d.1904)[21].

Le fonctionnement des paliers hydrodynamiques est principalement de type sans contact. Lorsqu'ils sont correctement conçus et entretenus, ils atteindront théoriquement une durée de vie illimitée.

Un palier nécessite trois éléments pour produire un film d'huile hydrodynamique :

1. Fluide visqueux (huile lubrifiante).
2. Mouvement relatif (action de glissement de deux surfaces).
3. Géométrie convergente.

Un palier hydrodynamique est une unité de construction de machines qui utilise le même principe de fonctionnement, mais est capable de fonctionner efficacement sans connecter une pompe[20]. La rotation de l'arbre à l'intérieur du palier est ce qui aspire l'huile. Ainsi, on peut dire que les modèles hydrodynamiques assurent indépendamment leur propre lubrification et maintiennent le fluide de travail sous la pression nécessaire pour supporter les charges. La géométrie particulière des pièces, la vitesse de rotation et d'avance continue créent un coin d'huile entre les éléments de l'unité. Le palier hydrodynamique à coin d'huile en spirale, qui est appelé « palier à spirale » en abrégé dans la suite, est un nouveau modèle de palier récemment développé. La configuration de ce palier est illustrée à la (Fig.I.13.). Il a trois coins d'huile[22].

On peut distinguer deux types de paliers hydrodynamiques :

1. Paliers/butée à géométrie variable (à patin basculant).
2. Paliers/butée à géométrie fixe (à patin fixe).

I.2.5.1.1. Paliers/butée hydrodynamique à géométrie fixe

Rappelons un palier/butée à géométrie fixe pouvant être constitué de 6 à 20 patins qui sont constitués de plans parallèles aux grains mobiles, mais peuvent également être constitués de plans inclinés (Fig.I.14). De plus, dans le sens de rotation des grains mobiles, l'inclinaison des rainures entre les douilles peut être de 10° à 20° [23].

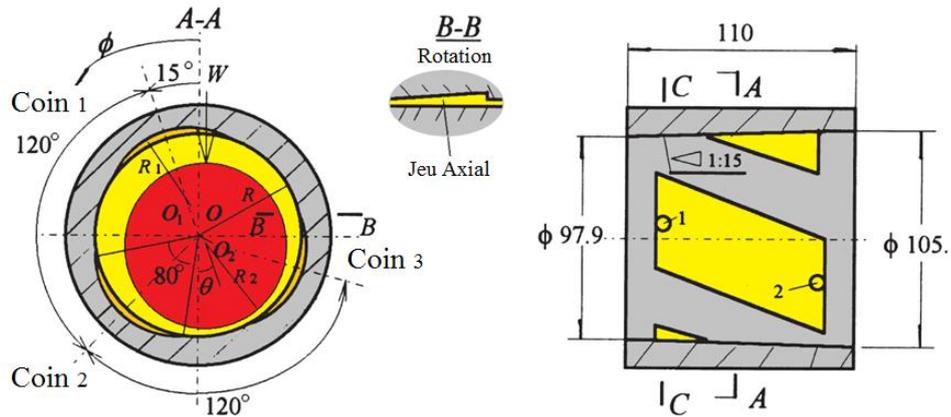


Figure I.13. Construction de palier en spirale [22].

Afin de déterminer l'effet des irrégularités de surface l'analyse des butées planes à faces parallèles se concentre sur deux états de surface actifs (Fig.I.14). L'un est le polissage qui réduit considérablement les irrégularités de surface et les différences de niveau entre les surfaces parallèles par rapport à l'autre causées par le traitement conventionnel par tournage[17].

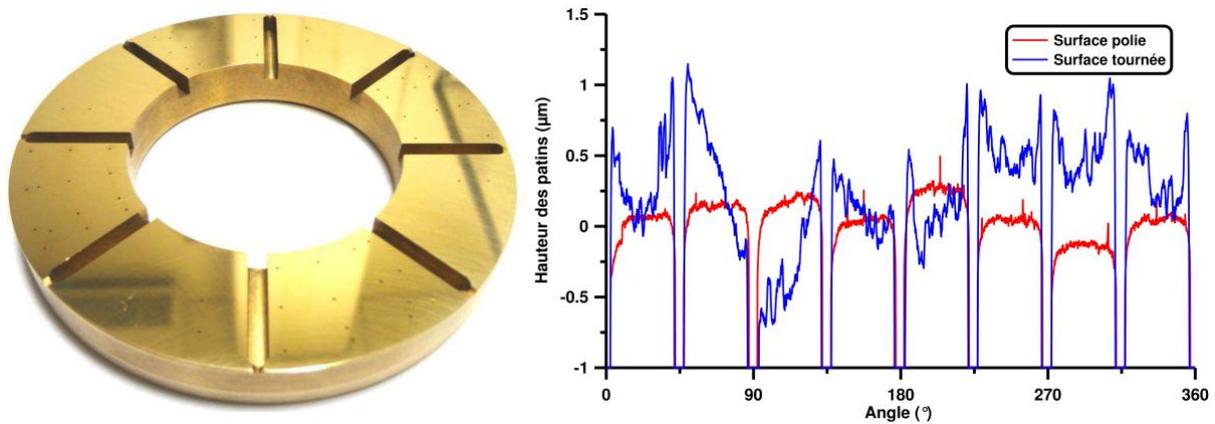


Figure I.14. (a) Photographie de la butée plane polie
(b) Profils des butées planes à faces parallèles pris au rayon moyen[24]

Malik et al., présentant un travail, fournissent des données de conception complètes pour les butées à géométrie fixe pour une large gamme de paramètres, où ils ont proposé une solution à une équation de Reynolds plus mature pour couvrir un plus large éventail d'opérations[25]. Ng et Pan ont présenté un travail pour analyser un système turbulent en utilisant une forme modifiée de l'équation de Reynolds[26].

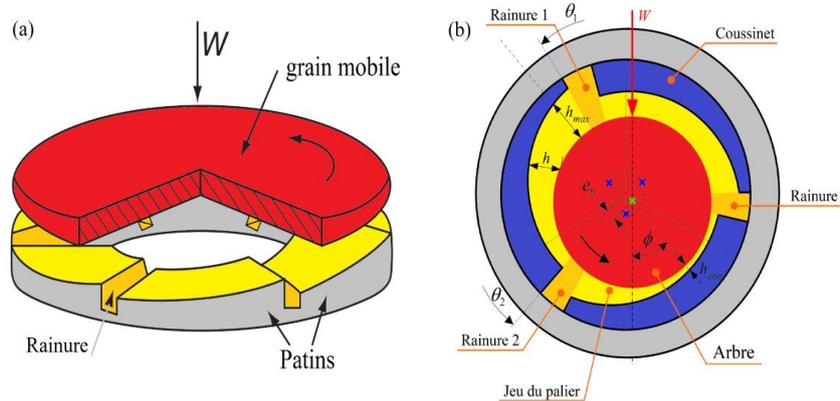


Figure I.15. (a) Butée hydrodynamique à patin fixe incliné [23];
(b) Palier hydrodynamique à lobes fixe inclinés[16].

I.2.5.1.2. Palier/butée hydrodynamique à géométrie variable :

Généralement appelés paliers à patins inclinables ou paliers à patins oscillants, ce sont des paliers à géométrie variable, car on peut les régler en fonction de leur mode de fonctionnement (Fig.I.16). Il est composé de plusieurs patins, géométriquement identiques ou non, articulés autour des pivots qui sont généralement situés dans un cercle dit « cercle axial ».

Les paliers à patins inclinables sont supérieurs aux paliers à film fluide à géométrie fixe en raison de leur stabilité hydrodynamique inhérente. Un palier de patin basculant constitué de plusieurs patins, généralement trois à six. Chaque patin s'incline autour de son pivot, formant un film hydrodynamique qui génère une pression réagissant à la charge statique appliquée sur le tourillon en rotation[27].

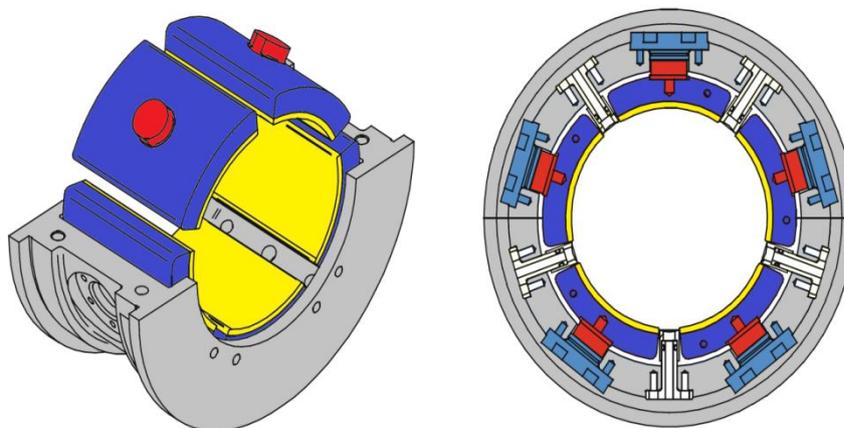


Figure I.16. Palier à cinq patins inclinables avec des pivots sphériques [28].

La nature inclinable du patin et du pivot permet au patin de tourner librement lorsqu'une force ou un moment agit sur le patin pour maintenir un film d'huile. Le patin atteint un angle d'inclinaison d'équilibre une fois que le moment net sur le patin est nul [28].

La flexibilité du pivot du patin influence les coefficients d'impédance du palier, en particulier à des fréquences de tourbillon élevées, affectant ainsi la dépendance en fréquence de la rigidité dynamique du palier et des coefficients d'amortissement. La masse et le moment d'inertie du patin ont également un impact sur les coefficients d'impédance des roulements pour le fonctionnement sous charge dynamique à hautes fréquences. Nous ne pouvons pas prédire avec précision les caractéristiques de performance statiques et dynamiques forcées d'un palier à patin incliné à moins que la flexibilité du pivot de la plaquette, le transport de l'énergie thermique du film fluide, les températures, le coefficient de mélange thermique à l'entrée de la plaquette, les jeux de roulement et de plaquette de fonctionnement soient bien connus[29].

Les conceptions de patins d'inclinaison les plus courantes sont les patins à bascule et les patins à rotule et à douille (Fig.I.17.). Les patins d'inclinaison arrière à bascule utilisent un contact linéaire pour permettre au patin de s'incliner, tandis que les patins à rotule et à douille ont une surface de contact sphérique [26].

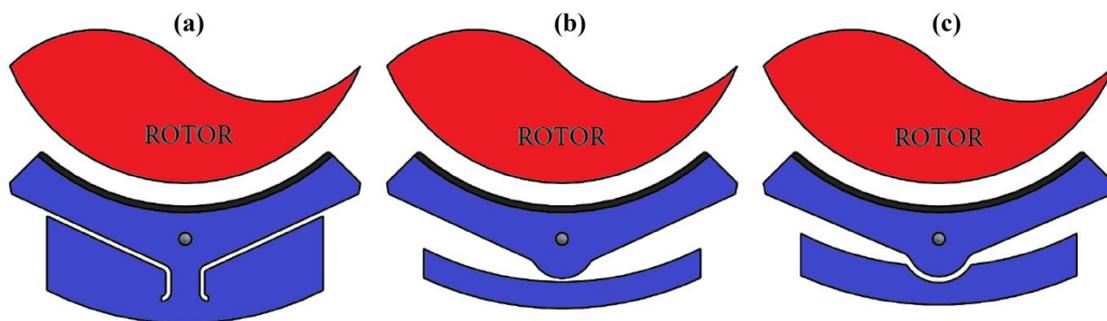


Figure I.17. Trois types de pivots de base, (a) pivot de flexion, (b) pivot à bascule et (c) pivot sphérique [26].

I.2.5.1.3. Lubrification dynamique sous pression

La lubrification hydrodynamique assure la séparation des deux surfaces de friction par une fine couche de lubrifiant. Pour la grande majorité des surfaces utilisées dans l'industrie, la source de friction est les imperfections de surface, et la lubrification est utilisée pour réduire la friction et l'usure.

Un palier hybrides sous pression supportant un arbre de diamètre 100 mm peut

atteindre une vitesse maximale de 60 krpm [2], afin d'obtenir une charge maximale de 400 kN. L'augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre de la machine entraîne une augmentation de la pression d'huile dans le coin, formant un film d'huile de pression pour élever progressivement l'arbre. Lorsque nous atteignons la vitesse de rotation requise, l'arbre commence à se stabiliser. À ce moment, la pression du coin d'huile total agissant sur l'arbre est équilibrée avec la charge de l'arbre. L'arbre flotte dans le palier grâce à un film d'huile qui sépare la surface de l'arbre de l'alésage du palier.

La Figure I.18 montre la cinématique et la géométrie d'un palier hydrodynamique, qui a une rainure axiale pour fournir du lubrifiant. La géométrie fixe du roulement et l'arbre tournant à vitesse angulaire est les composants de base du palier. Un lubrifiant visqueux, incompressible et newtonien, qui sépare l'arbre et le coussinet[30].

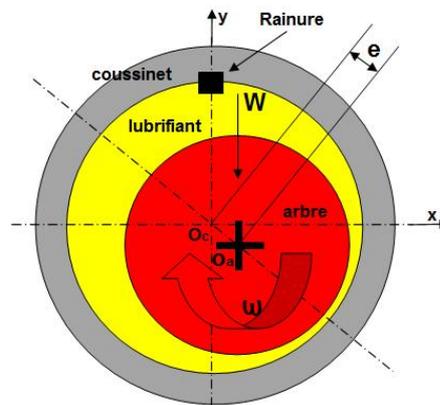


Figure I.18. Palier hydrodynamique.

Si les axes du coussinet et de l'arbre sont parallèles (palier aligné). Les rayons R_C du roulement et R_a de l'arbre, étant très voisins. $((R_C - R_a) / R_C \approx 0,001)$ [31]. En suivant attentivement l'action du roulement, nous enregistrons les quatre étapes séquentielles suivantes. Pour plus de clarté, O_a et O_c déterminent respectivement le centre de l'arbre et le centre du roulement, la charge appliquée au roulement est marquée par \bar{W} .

1. Lorsque l'arbre est à l'arrêt (à vitesse nulle), le lubrifiant liquide dans le palier est expulsé de la zone de contact (Fig.I.19.a). L'arbre est en plein contact avec le palier. Le jeu radial est la distance entre les centres de l'arbre et du palier.
2. Démarrage (à faible vitesse), l'arbre tourne à l'intérieur du palier, la vitesse angulaire est faible et l'épaisseur de ce film ne sera pas suffisante pour une séparation complète des surfaces de friction (Fig.I.19.b). Le début de la création d'un champ de pression hydrodynamique.

3. Fonctionnement (à vitesse élevée) : le lubrifiant est aspiré dans le coin formé par l'arbre et le palier, ce qui entraîne une couche d'huile min de palier caractérisée par une grande force de levage hydrodynamique (Fig.I.19.e). Lorsqu'une vitesse suffisante est atteinte, un champ de pression hydrodynamique résistant à la charge se développe.
4. Fonctionnement (à vitesses infinies), et à charge constante \bar{W} , l'épaisseur de la couche lubrifiante augmente (Fig.I.19.d), À un endroit à l'intérieur du palier, une position fixe occupée par le centre de l'arbre, appelé point de fonctionnement.

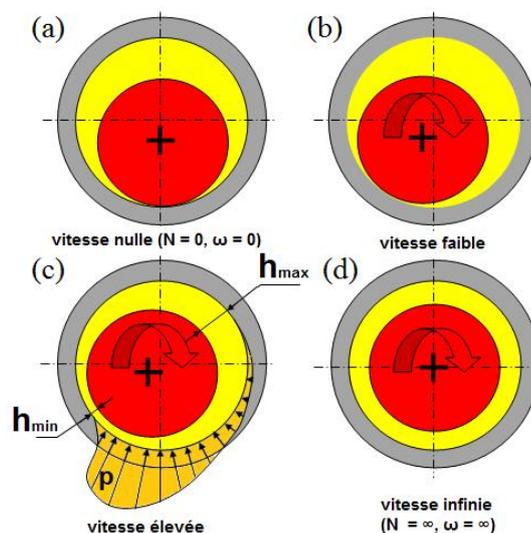


Figure I.19. Principe d'un palier hydrodynamique

✓ Parmi Les Avantages Des paliers fluides dynamiques

- Ressource élevée.
- Faible niveau sonore.
- Faibles vibrations pendant le fonctionnement.
- Amortissement des chocs.

✗ Parmi les inconvénients des paliers fluides dynamiques

- La capacité de travailler uniquement à des vitesses élevées.
- L'effet de la température sur le mode de fonctionnement.

▪ Domaines d'utilisation

Les paliers hydrodynamiques conviennent aux vitesses de rotation élevées et aux

grands diamètres, ainsi qu'à un fonctionnement continu sans usure. Les paliers de turbine, les paliers de vilebrequin et les paliers de bielle pour moteurs thermiques constituent la majorité des applications de paliers hydrodynamiques.

1.2.5.2. Palier/butée hydrostatique :

Les paliers hydrostatiques linéaires et rotatifs sont connus pour leur précision de guidage de mouvement extrêmement élevée, leur rigidité élevée, leur capacité de charge élevée et leur faible frottement, pratiquement aucune usure[32]. Les paliers hydrostatiques sont particulièrement utilisés dans les applications où des exigences de haute précision telles que la mesure, les tests et la fabrication de machines-outils sont requises.

Le schéma de système suivant (Fig.1.20) montre un palier hydrostatique actif. Une fine couche d'huile est créée pour supporter la charge externe par une pompe. L'excentricité est mesurée en termes de jeu de palier le long des directions horizontale et verticale à l'aide de capteurs de déplacement, garantissant une lubrification active et Contrôlé par la servovalve à deux étages. Le code du programme est transmis de Simulink à l'Arduino via le port d'interface USB de l'ordinateur, et le taux est modifié par la bobine de servovalve, qui est entraînée par le champ magnétique du moteur couple. LEPRV est une sorte de soupape de surpression et est utilisé comme dispositif de sécurité, de sorte que la pression ne peut pas dépasser une certaine valeur[33].

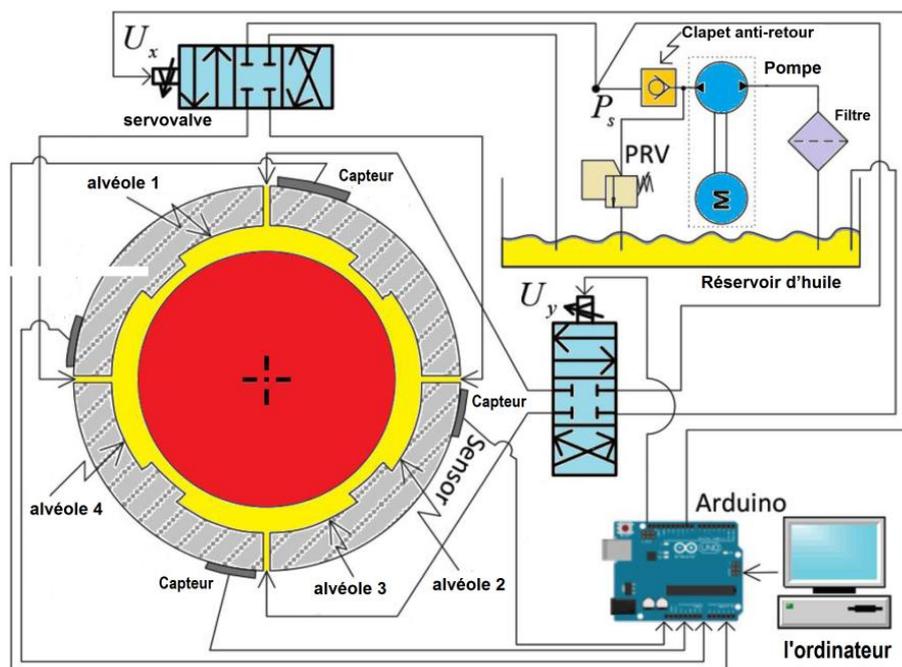


Figure I.20. Palier lisse hydrostatique connecté à la servocommande de rétroaction [32].

De nombreux efforts et études ont été consacrés à l'analyse et à la prévision des performances des paliers hydrostatiques. Il traite du développement de différents écoulements et des pressions pour différentes profondeurs de cavité[34]. Dans une autre étude, l'évolution des cartes d'écoulement et de pression dans un alésage de palier hydrostatique peu profond a été étudiée, et les effets de la géométrie de sortie sinusoidale au sol ont été comparés lorsqu'ils ont pris différentes formes (90 pointu et rond avec différents rayons de courbure)[35].

En fonction du mouvement des éléments supportés, Les paliers hydrostatiques sont classés en trois structures de base (Fig.I.21.)[36].

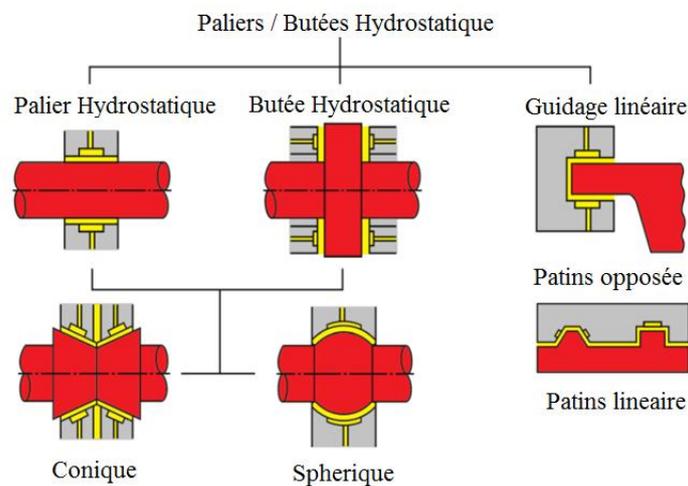


Figure I.21. Structure de base des paliers hydrostatiques [36].

La fonction d'un palier hydrostatique est réalisée par une alimentation en pression externe, qui presse le lubrifiant liquide continu dans la cavité entre les surfaces d'appui à travers le canal d'entrée (Figure I.22.). Par conséquent, ces surfaces d'appui sont toujours séparées les unes des autres par un mince film lubrifiant, de sorte qu'il n'y a pas de frottement entre les surfaces d'appui même à l'état arrêté. Cela permet un contrôle de position très précis dans la plage submicronique.

Contrairement aux paliers hydrodynamiques, les paliers hydrostatiques évitent la résistance au glissement causée par le frottement mixte lors du démarrage et de l'arrêt, qui est la source du taux d'usure plus élevé des paliers.

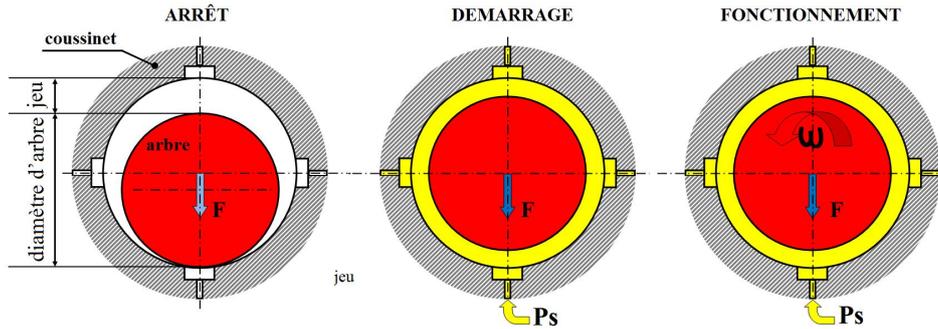


Figure I.22. Principe de fonctionnement des paliers hydrostatiques.

I.2.5.2.1. Le type de base du système de lubrification hydrostatique

Il existe deux types de bases de systèmes de lubrification hydrostatique, où le système d'alimentation en huile sous pression est soit constant, soit quantitatif.

I.2.5.2.2. Systèmes à pression constante

Dans ce système, la pression d'alimentation en huile est constante, la pression est ajustée par la valve de décharge et l'huile est fournie au palier par une pompe hydraulique, Le changement de débit l'envoie à chaque cavité d'huile, en raison de la chute de pression[37]. Lorsque l'huile s'écoule à travers le patin, la pression de chaque chambre à huile est ajustée pour s'adapter au changement de charge (Fig.I.23.b).

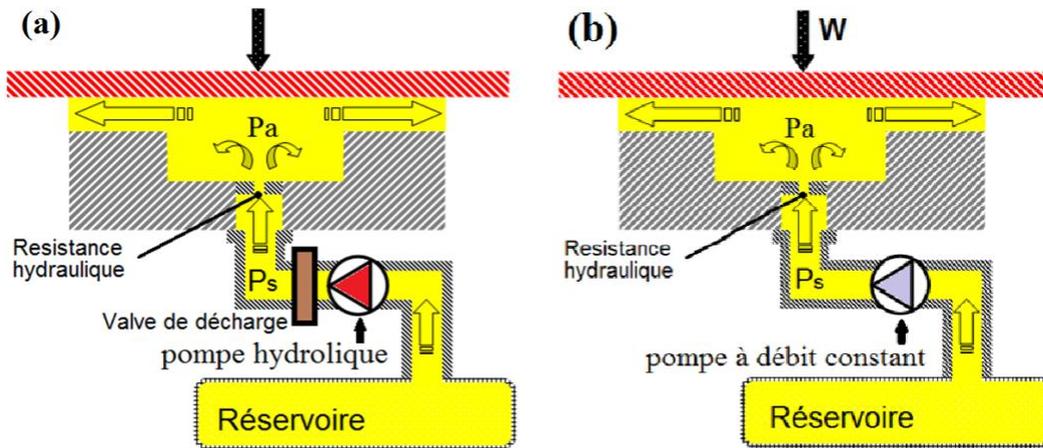
I.2.5.2.1.2. Systèmes à débit constant

La quantité d'huile dans chaque cavité d'huile du système d'alimentation en huile quantitative est constante et la pression de la cavité d'huile est automatiquement ajustée pour s'adapter au changement de charge avec le changement d'épaisseur du film d'huile (Fig.I.24.a).

Étant donné que le mécanisme contient plusieurs alvéoles, dont chacune doit être équipée d'une pompe individuelle, ou que des régulateurs à débit constant sont utilisés, ce système est rarement utilisé. Il est préférable d'employer un système à pression constante, bien qu'un système à débit constant offre une meilleure rigidité et une meilleure capacité de chargement, mais il est complexe et coûteux[37].

✓ Parmi les inconvénients de la lubrification hydrostatique

- Peut s'adapter à diverses exigences et longue durée de vie.
- La résistance au frottement est faible, au départ.
- Peut s'adapter à une plage de vitesse plus large.
- Bonne performance anti-vibration.
- Haute précision de mouvement.



✘ Parmi Les inconvénients des paliers fluides hydrostatiques :

- L'inconvénient est qu'un dispositif d'alimentation en huile fiable est nécessaire, ce qui augmente l'espace et le poids des machines-outils et des équipements mécaniques.

▪ Domaines d'utilisation

Le domaine d'application concerne les champs qui doivent souvent fonctionner à basse vitesse et nécessitent une capacité de charge élevée, une haute précision de rotation et une vitesse élevée. Tels que diverses machines-outils à usage intensif et machines-outils de haute précision.

1.2.5.3. Paliers axiaux radiaux intégrés

Les paliers axiaux radiaux intégrés peuvent supporter des charges radiales et axiales en même temps. Ils ont été plus largement utilisés dans les machines tournantes à grande vitesse. La réponse et la stabilité du balourd de la machine sont affectées par les coefficients dynamiques de la force du film d'huile[38].

Les paliers hydrostatiques combinés à des paliers radiaux axiaux impressionnent par leur simplicité (Fig.I.25.), la précision du débit axial et la focalisation élevée. Grâce au compensateur de jeu des paliers, la pression sinusoïdale optimale est ajustée automatiquement et indépendamment des tolérances de production. La distribution d'huile intégrée élimine le besoin de toute tuyauterie externe. L'absence de frottement au repos ou à basse vitesse n'assure aucun effet de glissement collant et permet ainsi une précision de positionnement maximale.



Figure I.24. Palier hydrostatique radial-axial Zollern utilisé pour les tours à usage intensif [15].

1.2.5.3. Palier hybride

Les paliers hybrides peuvent surmonter la charge externe par simultanément des forces hydrostatiques et des fluides hydrodynamiques (Figure I.26.b). Dans les paliers hybrides, le passage des zones critiques s'effectue sans aucun problème, puisque le système hydrostatique élimine complètement le coefficient de frottement statique. Les caractéristiques structurelles de base des roulements hybrides sont similaires à celles des roulements hydrostatiques courants, le lubrifiant sous pression est fourni à chaque poche par une pompe externe. La seule différence étant le jeu du palier (Figure I.26.a), pour générer un champ de fluide hydrodynamique à grande vitesse, le jeu de palier doit être suffisamment petit [39].

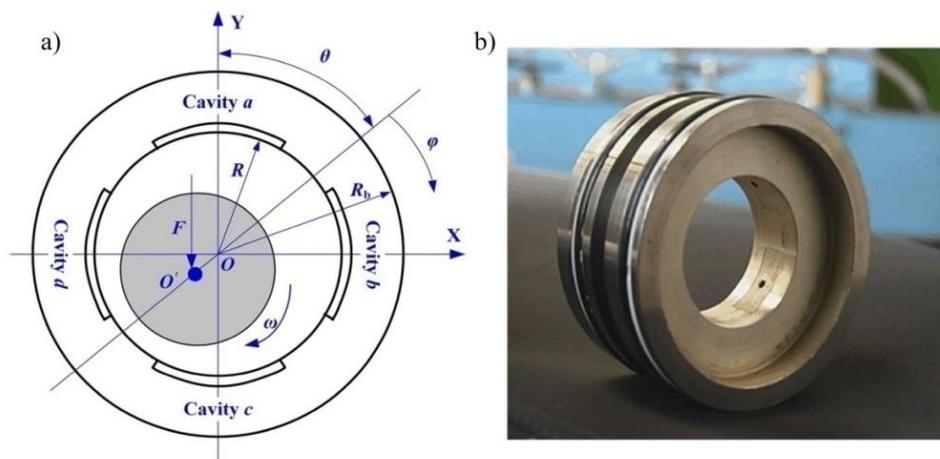


Figure I.25. a) Schéma structurel du palier hybride fluide-film avec quatre cavités hydrostatiques b) Photographie du vrai palier hybride [39].

I.3. Principe de fonctionnement des paliers/butées hydrostatiques

Nous appelons paliers hydrostatiques tous les paliers lisses qui utilisent une lubrification statique. Le système hydrostatique a deux régions :

- Des régions qui sont des extensions, dont l'épaisseur du film est fine et les surfaces lisses.
- Des régions constituées d'une ou plusieurs alvéoles, où la profondeur $e+h$ est grande par rapport à l'épaisseur du film h [2].

Le principe de la lubrification statique est différent de celui de la lubrification dynamique, la pompe à huile de lubrification externe fournit de l'huile sous pression pour former un film d'huile sous pression pour supporter la charge. Bien que de nombreux paliers à pression dynamique utilisent également des pompes à huile de lubrification pour fournir de l'huile sous pression, leurs propriétés sont différentes. La pression d'alimentation en huile des paliers hydrostatiques est beaucoup plus élevée que celle des paliers à pression dynamique.

L'une des principales caractéristiques des roulements hydrostatiques est qu'ils peuvent former un film d'huile porteur même dans un état complètement statique, ce qui peut garantir qu'il n'y a pas de contact direct entre les deux surfaces de la paire de friction pendant la phase de démarrage, ce qui est absolument impossible dans les paliers hydrostatiques.

Par conséquent, lors du démarrage d'un rotor avec des paliers hydrostatiques, le système de lubrification hydrostatique doit être démarré en premier.

Lors du fonctionnement du palier hydrostatique, en raison du mouvement relatif du couple de friction, un effet de pression dynamique peut également se produire. Lorsque l'effet de pression dynamique atteint une certaine proportion, le palier devient un palier hybride de pression hydrostatique et statique.

Selon la pression et la charge appliquées, la zone de fuite est automatiquement ajustée. Des restrictions doivent être placées dans les canaux pour alimenter les poches en fluide afin de stabiliser la position du rotor.

Le principe de fonctionnement de la butée hydrostatique (Fig.I.27) est illustré par les deux régions représentées par les surfaces d'appui (AB) et (CD) avec la largeur (a), où l'on constate que l'épaisseur (h) du film de lubrification est mince ($h/a < 1$).

Où l'épaisseur de la couche lubrifiante (e) est importante ($e/h > 20$). Dans la région (BC) formée par la cavité, la pression est supposée constante ($p=p_a$), Cette hypothèse est souvent vérifiée expérimentalement.

La figure I.28 montre une butée hydrostatique à patin circulaire avec une alvéole centrale.

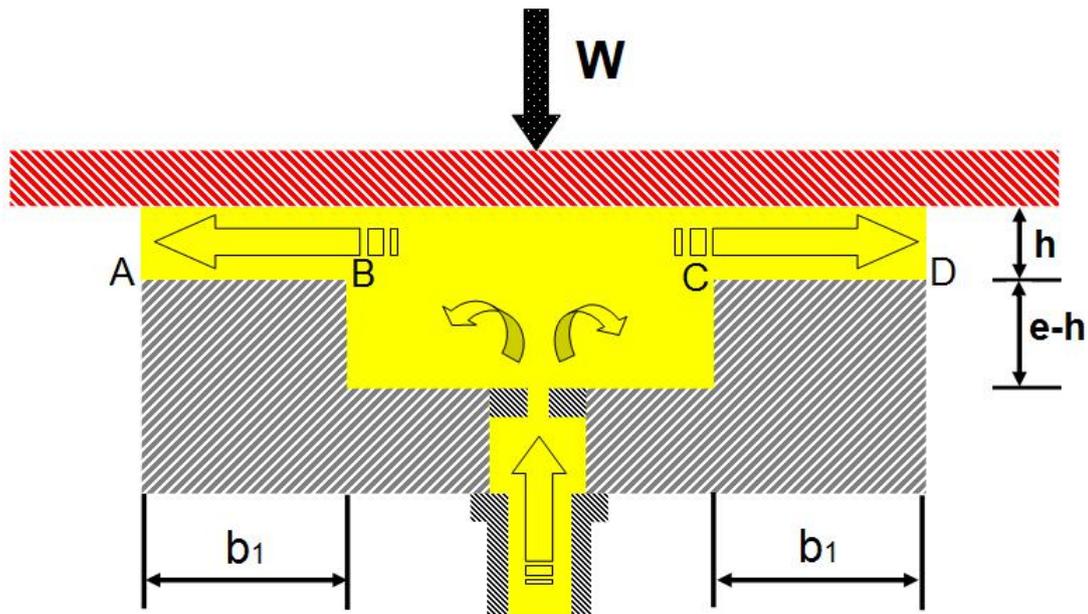


Figure I.26. Schématisation d'une butée hydrostatique [40].

Le lubrifiant provenant d'une source sous pression externe est acheminé au palier par l'intermédiaire d'un restricteur [41].

I.3.1. Étapes de fonctionnement

Quatre étapes de fonctionnement du palier de butée hydrostatique peuvent être distinguées :

1. **Repos du système** : La pompe est arrêtée, aucune pression n'est appliquée, et l'arbre repose sur la butée.
2. **Mise en pression** : Lorsque la pompe démarre, le fluide commence à circuler et remplit les cavités de la butée.
3. **Atteinte de la pression de soulèvement** : La pression augmente progressivement jusqu'à générer un coussin fluide qui soulève l'arbre.
4. **Écoulement et fonctionnement stabilisé** : Une fois la pression stabilisée, le fluide circule en continu à travers le système, maintenant un fonctionnement fluide et sans contact mécanique.

Pour introduire du liquide dans le palier de butée, nous adoptons les deux méthodes idéales, l'alimentation à débit constant ou à pression constante.

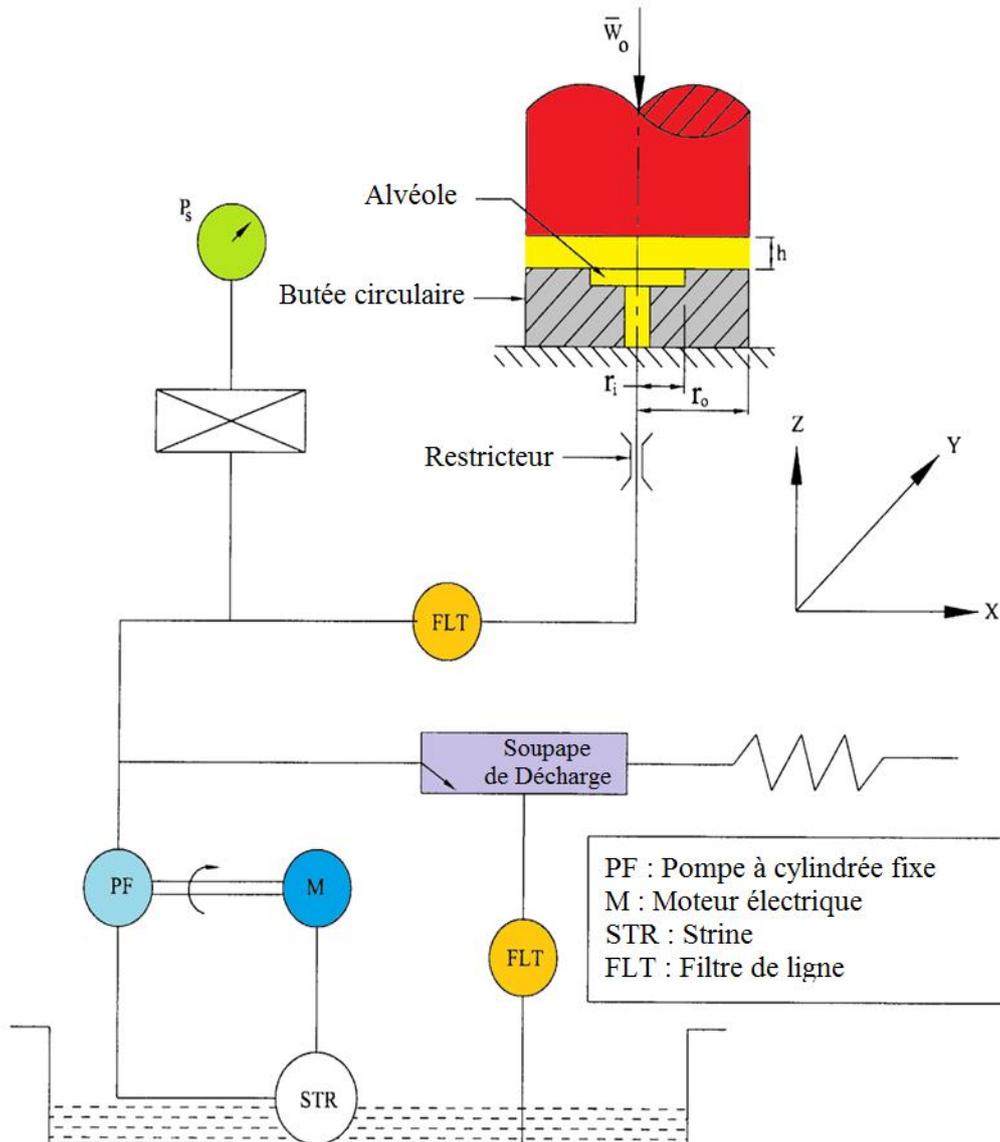


Figure I.27. Système de butée hydrostatique[41].

I.3.2. Palier a films amortisseurs (SFD)

SFD (Squeeze Film Damper) montés sur des roulements à billes sont souvent utilisés dans les rotors à grande vitesse pour les moteurs d'avion et les turbines de puissance, pour réduire les forces transmises aux roulements et atténuer la réponse de déséquilibre.

Ce type d'amortisseur offre des avantages de simplicité, de robustesse et de faible coût [42].

(SFD) isole le rotor du stator par une fine couche de lubrifiant dans le jeu entre eux, pour réduire les vibrations du rotor [43].

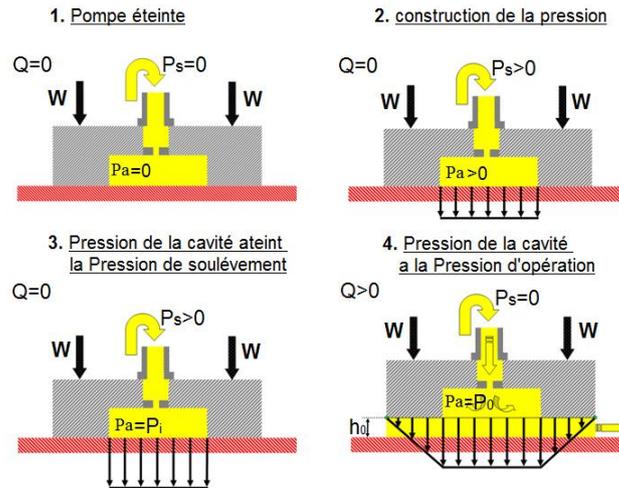


Figure I.28. Comment fonctionne une butée hydrostatique[37].

Deux configurations de base utilisées dans les amortisseurs des assemblages de machines tournantes, sont les amortisseurs (Fig.I.30) à ressort central et les amortisseurs sans ressort central. La différence réside dans la façon dont le rotor trouve sa position finale et stable. Dans l'amortisseur sans ressort de centrage, le tourillon qui se trouve initialement au fond du cercle de dégagement lorsque le rotor est au repos, se soulève lorsqu'un déséquilibre suffisant est généré lors des conditions de fonctionnement du rotor [44].

Dans l'ensemble (Fig.1.I.30.a). Le palier fluide agit comme un amortisseur visqueux, tandis que le guidage en rotation de l'arbre est assuré par le roulement.

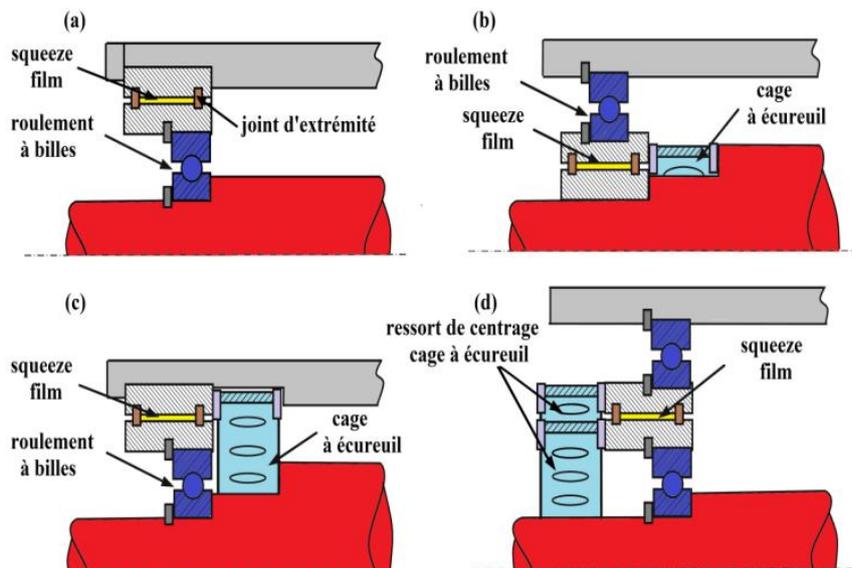


Figure I.29. Principe d'un palier à film amortisseur (SFD).

(a) SFD, sans ressorts de centrage (b) SFD, rotation à basse vitesse (avec ressorts de centrage) [44], (c) SFD, rotation à grande vitesse (avec ressorts de centrage) [44]., (d) SFD, conception à cage d'écreuil à double roulement à billes (avec ressorts de centrage) [45].

Lors du passage des vitesses critiques, en raison du faible amortissement des roulements, ils ne peuvent pas amortir l'amplitude des vibrations.

Parmi les configurations les plus importantes de butées, on distingue les configurations à support cylindrique et à support plat (Fig.I.31).

Pour éviter la rotation du palier, nous devons configurer le mécanisme anti-rotation du support cylindrique, mais c'est la moins chère. Il est similaire au film amortisseur cylindrique hydrostatique (SFD) conventionnel en l'absence d'un ressort central.

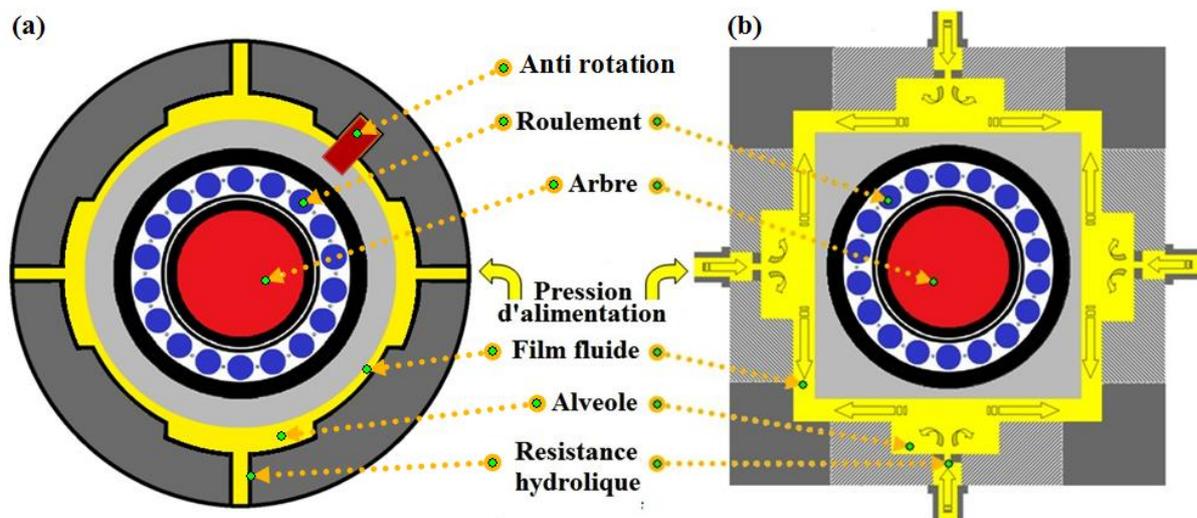


Figure I.30. a) Configuration de support cylindrique, b) Configuration de support plat (palier hydrostatique quatre butée hydrostatique identiques)[40].

La conception de la configuration du support plat non rotatif (Fig.I.31.b) garantit que le moment de torsion ne pose aucun problème d'alignement du film fluide.

I.3.3. Principaux types des butées hydrostatiques à simple effet :

Les résultats suivants sont valables pour un liquide incompressible ($\rho=c^{te}$), iso visqueux ($\mu=c^{te}$) en régime laminaire permanent ($W=c^{te}$) dans le film en dehors des alvéoles.

Si l'on écarte la butée plane circulaire avec une alvéole centrale, dont la solution est analytique, tous les calculs précis de la pression dans un film de butée hydrostatique peuvent être effectués avec une précision numérique à l'équation de Reynolds, et aucune autre. Dans ce cas elle a une forme similaire à l'équation de Laplace. Cependant, dans la plupart des cas étudiés, la solution analytique est tout à fait suffisante.

Les équations du coefficient de débit K_Q et du coefficient de charge K_W , nous les adopterons pour représenter les différents types de butées.

I.3.3.1. Butée plane

I.3.3.1.1. Butée plane à un alvéole

Cette butée peut être réalisée sous la forme d'un rectangle (Figure I.27) ou d'un carré nous pouvons, avec une approximation très acceptable, supposer une répartition linéaire des pressions, si les largeurs des extensions a et b sont très petites par rapport aux dimensions extérieures des butées l et L . Cela est dû à la négligence de la convexité de la courbe de pression, qui résulte des effets d'angle[2].

Les relations suivantes donnent les coefficients:

$$K_w = \frac{(L - a)(l - b)}{Ll} \quad (I.1)$$

$$K_Q = \frac{1}{6} \left(\frac{l - b}{a} + \frac{L - a}{b} \right) \quad (I.2)$$

I.3.3.1.2. Butée plane à 4 alvéoles

En pratique, les butées ne sont pas nécessairement centrées et elles peuvent être assujetties à supporter des charges verticales. Les butées planes multicellulaires à débit contrôlé sont bien adaptées à ce type de charge, car contrairement aux butées planes monocellulaires, ils ne peuvent pas supporter de telles charges (Fig.I.32).

Tout en veillant à ce que l'excentricité de la charge reste relativement faible.

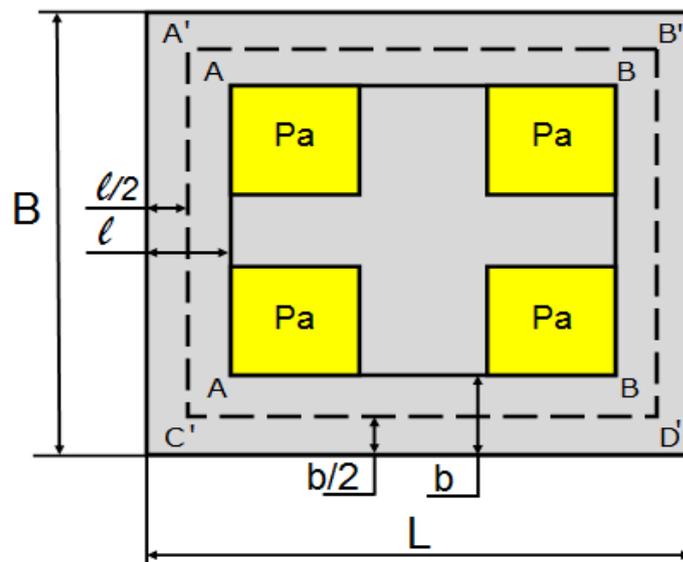


Figure I.31. Butée à quatre alvéoles [1].

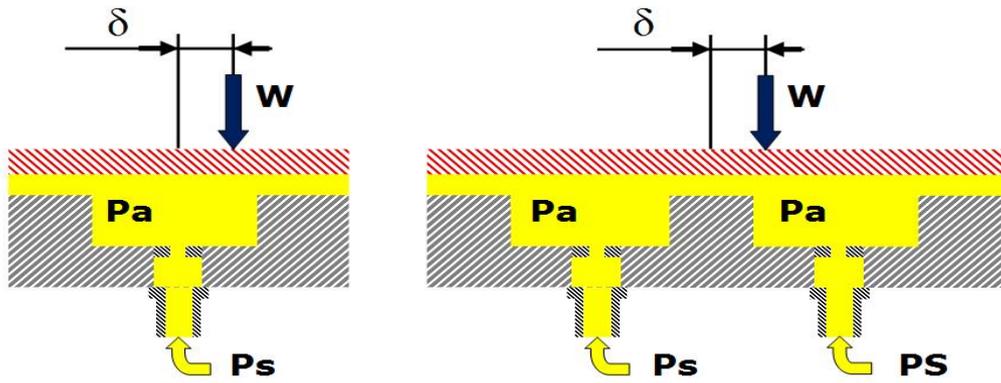


Figure I.32. Effet d'une charge excentrée [2]
 a) Butée plane à une alvéole, b) Butée plane à plusieurs alvéoles.

Nous utiliserons une méthode numérique pour déterminer la valeur exacte des coefficients de débit et de charge. Si la largeur des portées est trop petite par rapport aux dimensions des butées[2], nous pouvons alors utiliser la méthode approchée.

Nous définissons la surface de la cellule, égale à la surface du rectangle ABCD, qui contient les quatre cellules (Fig.I.33).

1.3.3.2. Butée plane circulaire

1.3.3.2.1. Butée plane circulaire à un alvéole

Si R_i est le rayon de l'orifice central circulaire de la butée (Fig.I.34.a), la pression est égale à la pression ambiante[2], on aura:

$$K_w = \frac{1 - R_i^2 / R_e^2}{2 \ln (R_e / R_i)} \tag{I.3}$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6 \ln (R_e / R_i)} \tag{I.4}$$

et

$$S = \pi R_e^2 \tag{I.5}$$

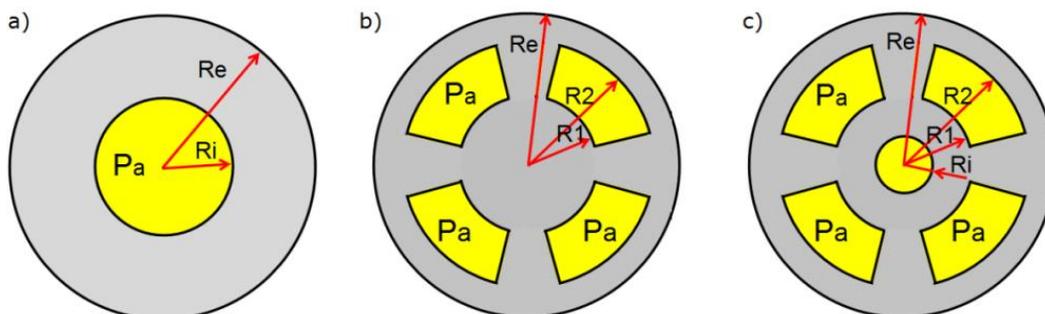


Figure I.33. Butée plane circulaire[2] :
 a) 1 alvéole, b) n alvéole, c) n alvéole identique et orifice central.

I.3.3.2.2. Butée plane circulaire à n alvéole

Il nous faut résoudre l'équation (I.6), pour étudier les performances des butées planes circulaires (Fig.I.34.b).

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 0 \quad (I.6)$$

Les conditions aux limites sont les suivantes:

- dans les alvéoles et sur les bords : $P = P_a$,
- sur le contour extérieur ($r = R_e$) : $P = 0$

L'équation mentionnée précédemment n'accepte aucune solution analytique. Mais en supposant que la pression est égale à la pression P_a et est constante, sur le domaine circulaire tel que ($r \leq R_e$), L'équation a été écrite de cette manière après l'avoir simplifiée, de sorte que sur le contour et dans les alvéoles $P=0$ et sur le contour extérieur ($r = R_e$).

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dp}{dr} \right) = 0 \quad (I.7)$$

Par intégration, il vient :

$$r \frac{dp}{dr} = A \quad (I.8)$$

Soit:

$$p = A \ln(r) + B \quad (I.9)$$

Nous obtenons la répartition de pression en calculant les constantes A et B et en utilisant les conditions aux limites.

$$p(r) = P_a \frac{\ln(r / R_e)}{\ln(R_2 / R_e)} \quad (I.10)$$

La charge est donc la suivante:

$$W = P_a S K_w \quad (I.11)$$

$$K_w = \frac{1 - R_2^2 / R_e^2}{2 \ln R_e / R_2} \quad (I.12)$$

L'expression du débit radial s'écrit comme suit[2]:

$$Q = P_a \frac{h^3}{\mu} K_Q \quad (I.13)$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6 \ln (R_e / R_2)} \quad (I.14)$$

et

$$S = \pi R_e^2 \quad (I.15)$$

I.3.3.2.3. Butée plane circulaire à n alvéole identique et orifice central :

Si la pression est égale à la pression ambiante dans la butée qui a un orifice central circulaire de rayon R_i (Fig.I.36.c), alors on a :

$$K_w = \frac{1}{2(R_e^2 - R_i^2)} \left[\frac{R_e^2 - R_2^2}{\ln (R_e / R_2)} - \frac{R_1^2 - R_i^2}{\ln (R_1 / R_i)} \right] \quad (I.16)$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6} \left[\frac{1}{\ln (R_e / R_2)} + \frac{1}{\ln (R_1 / R_i)} \right] \quad (I.17)$$

avec

$$S = \pi (R_e^2 - R_i^2) \quad (I.18)$$

I.3.3.3. Butée hydrostatique coniques

Ce sont des butées qui se comportent pratiquement comme une rotule, bien qu'ils assurent un guidage radial.

I.3.3.3.1. Butée conique comportant un alvéole central :

Le fluide est pompé avec une pression P_a dans l'espace circulaire central par une pompe ou un autre dispositif (Fig.I.35.a).

Dans ces conditions, les résultats obtenus à partir du calcul analytique de la charge supportée par la butée dans le plan projeté sont similaires à ceux obtenus pour la butée plane circulaire.

$$p(r) = \frac{P_a \ln (r / R_e)}{\ln (R_i / R_e)} \quad (I.19)$$

$$K_w = \frac{1 - R_i^2 / R_e^2}{2 \ln (R_e / R_i)} \quad (I.20)$$

et

$$S = \pi R_e^2 \quad (I.21)$$

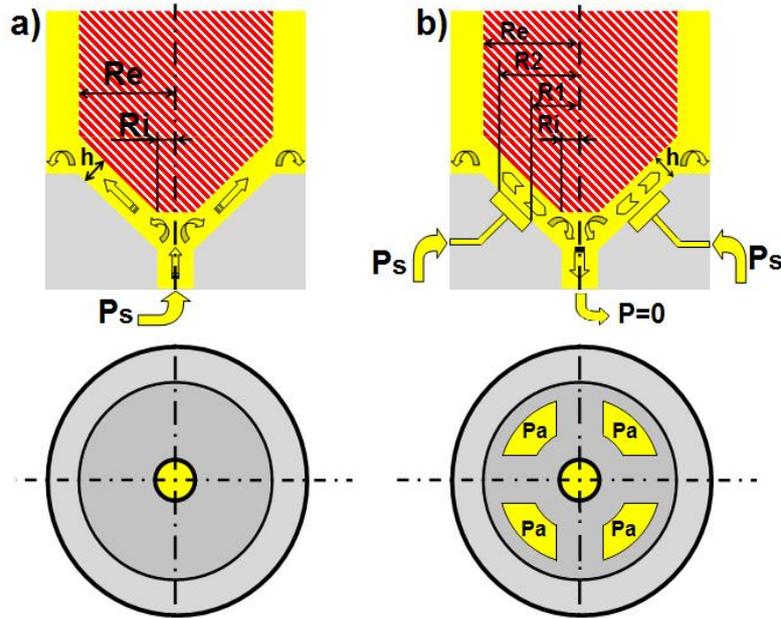


Figure I.34. Butée conique [2] : a) avec alvéole central, b) avec quatre alvéoles

Puisque l'écoulement se produit dans des directions parallèles aux génératrices du cône, l'expression du débit est différente, et on écrit :

$$K_Q = \frac{\pi \sin \alpha}{6 \ln (R_e / R_i)} \quad (I.22)$$

En comparant les caractéristiques d'une butée conique ou d'une butée plane circulaire pour la même charge normale, on constate que le coefficient de frottement est plus élevé, le débit est plus faible, et l'épaisseur du film ainsi que la pression dans l'alvéole centrale sont identiques, et une capacité de charge radiale nulle à l'état statique.

I.3.3.3.2. Butée conique à 4 alvéoles identiques et orifice central :

Nous plaçons 4 cellules identiques le long de la circonférence, pour obtenir un guidage radial (fig.I.35.b). Nous utilisons des résistances hydrauliques pour alimenter chacune de ces alvéoles. Les calculs appliqués pour étudier les caractéristiques de cette butée sont identiques à ceux des calculs précédents. Si l'on suppose que la pression est constante et égale à la pression P_a dans l'espace annulaire $R_1 \leq r \leq R_2$.

$$K_w = \frac{1}{2 (R_e^2 - R_i^2)} \left[\frac{(R_e^2 - R_2^2)}{\ln (R_e / R_2)} - \frac{R_1^2 - R_i^2}{\ln (R_1 / R_i)} \right] \quad (I.23)$$

$$K_Q = \frac{\pi \sin \alpha}{6} \left[\frac{1}{\ln (R_e / R_2)} + \frac{1}{\ln (R_1 / R_i)} \right] \quad (I.24)$$

$$S = \pi (R_e^2 - R_i^2) \quad (I.25)$$

Si l'on pratique La capacité de la charge radiale sur la longueur des génératrices du cône augmente (Fig.I.36). La fonction principale des rainures mentionnées est d'éviter toute interaction entre chaque alvéole. Bien que sa présence augmente la capacité de charge radiale, elle nécessite une plus grande pression dans les cellules et un plus grand débit pour la même charge verticale. L'épaisseur du film lubrifiant est 100 fois inférieure à la profondeur et à la largeur des rainures.

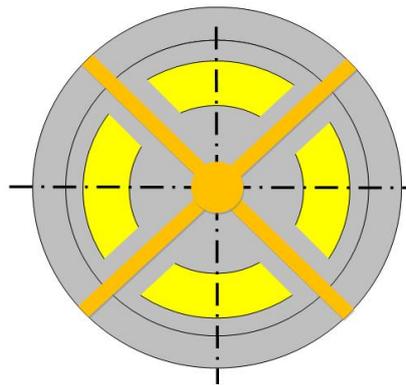


Figure I.35. Butée conique à rainures [2].

1.3.3.4. Butées hydrostatiques sphériques

Comme les butées coniques ou mieux, les butées hydrostatiques sphériques fournissent un guidage précis, elles permettent de plus la sphère sans qu'il y ait rupture du film fluide. Les sphères peuvent avoir des rayons différents ou être égales et elles peuvent comprendre une seule alvéole centrale ou plusieurs alvéoles régulières indépendantes (Fig.I.37.a). Bien que la plupart des butées sphériques aient le même rayon, des rayons différents doivent être pris, si l'angle au centre 2 est supérieur à 100 degrés, pour éviter tout contact dû à un film trop fin (Fig.I.7.b). Du fait de la sphéricité des surfaces, on ne peut pas calculer les performances d'une butée sphérique à quatre alvéoles en se plaçant dans le plan projeté (Fig.I.37.a)[2].

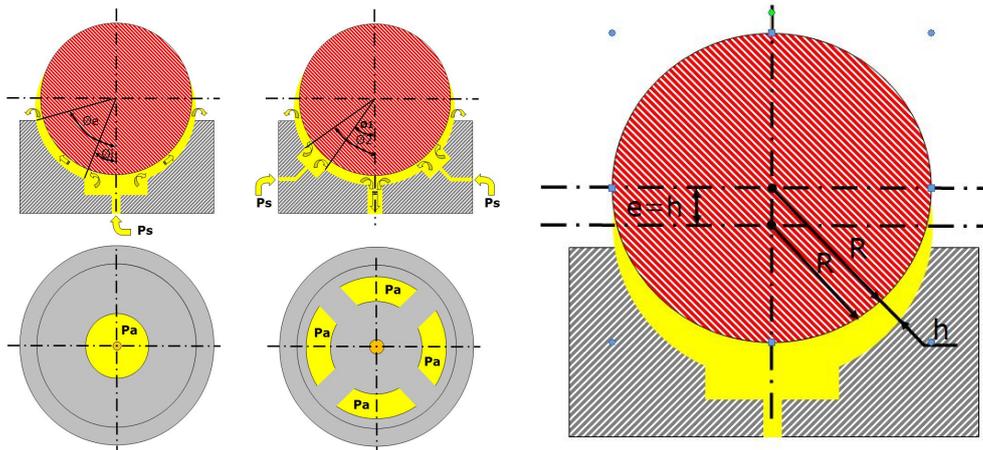


Figure I.36. a) Configuration de butées sphériques avec une alvéole centrale et quatre alvéoles, b) Influence du rayon des sphères[2].

1.3.3.4.1. Butée sphérique à rayons déferents

1. Butée sphérique à un alvéole centrale

En fonction d'angles extérieurs, d'angles intérieurs et de surfaces, nous pouvons donner les équations de butées sphériques de différents rayons, comme suit :

$$K_w = \frac{\pi R^2}{S} \left[\frac{\cos \Phi_i - \cos \Phi_e}{\ln [\tan(\Phi_e / 2) / \tan(\Phi_i / 2)]} \right] \quad (I.26)$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6 \ln [\tan(\Phi_e / 2) / \tan(\Phi_i / 2)]} \quad (I.27)$$

avec :

$$S = \pi \cdot R^2 \sin^2 \Phi_e \quad (I.28)$$

2. Butée sphérique à n alvéole identique

Pour une butée à n alvéoles identique, les équations K_Q et K_w sont données, comme suit:

$$K_w = \frac{\pi R^2}{S} \left[\frac{(\cos \Phi_2 - \cos \Phi_e)}{A} - \frac{(\cos \Phi_i - \cos \Phi_1)}{B} \right] \quad (I.29)$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6} \left[\frac{1}{A} + \frac{1}{B} \right] \quad (I.30)$$

avec :

$$S = \pi R^2 (\sin^2 \Phi_e - \sin^2 \Phi_i) \quad (I.31)$$

et :

$$A = \ln \left[\frac{\tan(\Phi_e / 2)}{\tan(\Phi_2 / 2)} \right] \quad (I.32)$$

$$B = \ln \left[\frac{\tan(\Phi_1/2)}{\tan(\Phi_i/2)} \right] \quad (I.33)$$

I.3.3.4.2. Butée sphérique de même rayon

1. Butée sphérique à un alvéole centrale

Les équations dans une butée sphérique, si le rayon est le même, sont données comme suit :

$$K_w = \pi R^2 (\tan^2 \Phi_e - \tan^2 \Phi_i) / SC \quad (I.34)$$

$$K_Q = \pi / 3C \quad (I.35)$$

avec :

$$S = \pi R^2 \sin^2 \Phi_e \quad (I.36)$$

et :

$$C = \tan^2 \Phi_e - \tan^2 \Phi_i + \ln(\tan^2 \Phi_e / \tan^2 \Phi_i) \quad (1-37)$$

2. Butée sphérique à n alvéole identique :

Les coefficients pour des alvéoles identiques sont donnés comme suit:

$$K_w = \pi R^2 \left[(\tan^2 \Phi_e - \tan^2 \Phi_2) / D - (\tan^2 \Phi_1 - \tan^2 \Phi_i) / E \right] / S \quad (I.38)$$

$$K_Q = \pi \left[(1/D) + (1/E) \right] / 3 \quad (I.39)$$

avec :

$$S = \pi R^2 (\sin^2 \Phi_e - \sin^2 \Phi_i) \quad (I.40)$$

et

$$D = \tan^2 \Phi_e - \tan^2 \Phi_2 + \ln(\tan^2 \Phi_e / \tan^2 \Phi_2) \quad (I.41)$$

$$E = \tan^2 \Phi_1 - \tan^2 \Phi_i + \ln(\tan^2 \Phi_1 / \tan^2 \Phi_i) \quad (I.42)$$

I.3.3.5. Butées cylindriques :

Les butées cylindriques sont extrêmement importantes, car elles permettent de supporter et de guider des colonnes soumises à des charges unidirectionnelles et offrent également un très faible coefficient de frottement. Leurs rayons peuvent être égaux ou non, comme les butées sphériques précédentes. Où l'angle au centre qui intercepte la direction est inférieur à 45 degrés, dans le cas de rayons identiques. Il peut comprendre une ou plusieurs alvéoles selon la valeur de l'angle au centre. Il est impossible de calculer les propriétés d'une butée cylindrique avec des solutions analytiques précises.

$$K_w = \frac{(1 - a / L) (\sin \Phi_e + \sin \Phi_2)}{2 \sin \Phi_e} \quad (I.43)$$

$$K_Q = \frac{1}{3} \left[\frac{0,25}{L / D} \frac{(\Phi_e - \Phi_2)}{a/L} + \frac{L / D (1-a/L)}{\Phi_e - \Phi_2} \right] \quad (I.44a)$$

$$W = \frac{p_s L (2c + a)}{1 + \frac{LR_h h^3}{6\eta a}} \quad (I.44b)$$

avec

$$S = L D \sin \Phi_e \quad (I.45)$$

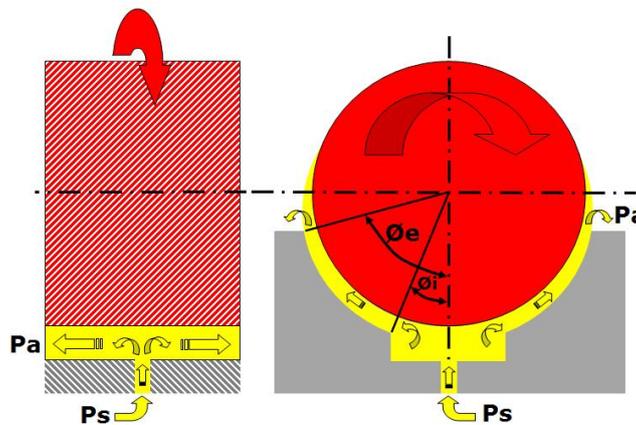


Figure I.37. Butée cylindrique à 4 alvéoles [2].

Les caractéristiques d'une butée cylindrique [2] sont similaires à celles d'une butée plane, dans le sens où la géométrie de la butée cylindrique est projetée sur le plan normal à la charge, une fois que l'angle au centre 2θ qui intercepte la direction est soit inférieur à 60 degrés (Fig.I.38).

Par projection, la charge portante est proche de butée plane équivalente, Cependant, l'angle au centre est compris entre 60 et 180 degrés. En effectuant le calcul comme s'il s'agissait d'une butée plate, en développant les cylindres, on peut obtenir une valeur approximative du débit.

Le comportement de la butée n'est affecté par aucune erreur d'estimation du débit, car il est proportionnel au cube de l'épaisseur du film (h^3).

I.4. Notions de lubrification

I.4.1. Courbe de Stribeck

En tribologie, la courbe de Stribeck (Fig.I.39). est utilisée pour expliquer certains phénomènes de lubrification et leur évolution, via les variations du coefficient de frottement

μ , qui est donné par le rapport F/W de la force de frottement F sur la charge normale W en fonction de divers paramètres pouvant caractériser, la viscosité du lubrifiant μ , la vitesse de glissement N et la pression P .

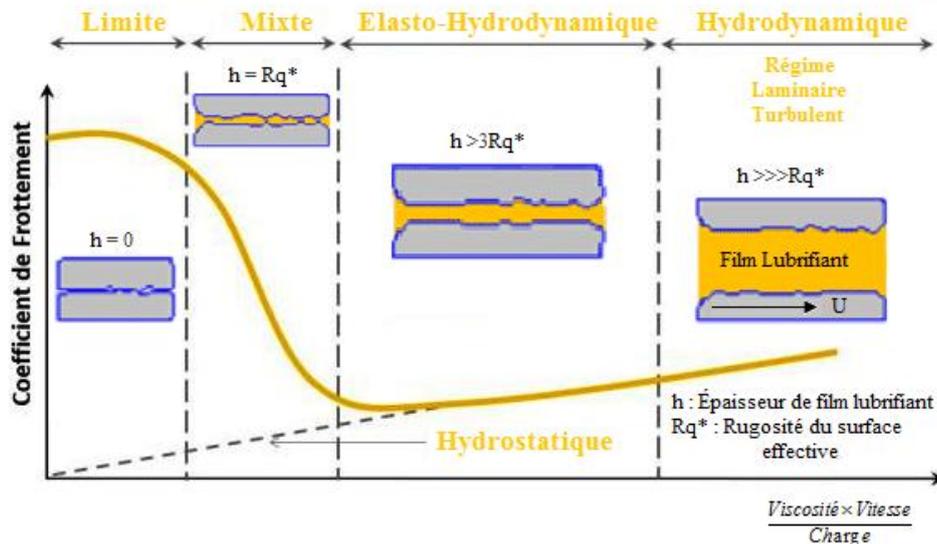


Figure I.38. Courbe de Stribeck : frottement (μ), nombre de Sommerfeld (N : vitesse, p : charge, η : viscosité dynamique du lubrifiant).

Il est bien connu que la lubrification peut être classée en quatre régimes différents: la lubrification limite, mixte, élasto-hydrodynamique et hydrodynamique [46].

La courbe de Stribeck permet de distinguer les différents modes de fonctionnement ou systèmes de lubrification d'un palier.

a. Lubrification des limites ($h \ll \sigma$):

Le coefficient de frottement dans cette région atteint son minimum, où l'épaisseur moyenne du film (h) est inférieure à la rugosité de surface (σ).

b. Lubrification mixte ($h \approx \sigma$):

Le coefficient de frottement est réduit au minimum, L'épaisseur du film (h) est proche de la rugosité de la surface (σ) ou légèrement supérieure, ce qui peut parfois provoquer des contacts de surface.

c. Lubrification élasto-hydrodynamique ($h > \sigma$) :

Fonctionnel pour roulements à billes et éléments roulants. Dans cette région, le coefficient de frottement est très faible. L'épaisseur moyenne du film (h) est 3 à 6 fois supérieure à la rugosité de surface (σ), ce qui garantit que tous les contacts de surface sont complètement éliminés.

d. Lubrification hydrodynamique ($h \gg \sigma$):

Dans cette région, le coefficient de frottement augmente de manière significative, et lorsque des vitesses élevées sont atteintes, les surfaces sont séparées par la haute pression de l'huile lubrifiante dans le coin d'huile formé. L'épaisseur moyenne du film (h) est au-dessus de 6 fois supérieure à la rugosité de surface (σ). Le comportement est déterminé par l'équation de Reynolds.

Dans un système de lubrification hydrostatique, les surfaces sont complètement séparées par un film lubrifiant entre les surfaces du fluide par pression externe.

I.4.2. Lubrifiants

Les lubrifiants sont des substances utilisées avec des propriétés antifriction élevées, et sont les plus largement utilisés pour permettre la séparation des surfaces de contact mutuel et réduire l'usure.

La dépendance aux additifs (Fig.I.40). tels que le graphite, le savon, l'alun et d'autres composants qui réduisent le coefficient de friction par rapport aux graisses essentielles naturelles, est due à l'augmentation des exigences opérationnelles pour les lubrifiants avec le développement de mécanismes plus complexes.

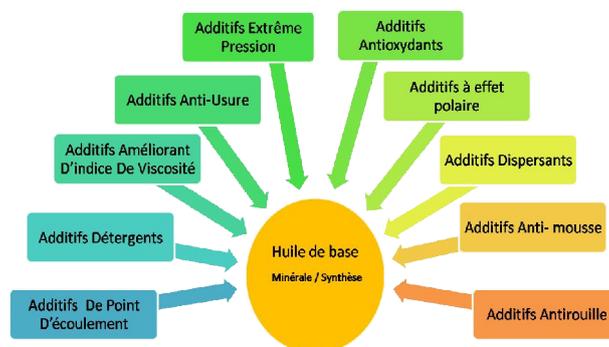


Figure I.39. Les lubrifiants liquides sont généralement composés de mélanges de bases (minérales et/ou synthétiques), et d'additifs de 5 à plus de 20 % en masse.

En raison de leur importance, les lubrifiants sont largement utilisés dans les industries lourdes, la construction navale et l'industrie automobile.

I.4.2.1. Lubrifiants solides

Les lubrifiants solides inorganiques les plus couramment utilisés sont le graphite et le bisulfure de molybdène MoS_2 [47]. Pour le graphite, le principal avantage est qu'il forme des films durs sur les surfaces de frottement, ce qui lui permet d'être mélangé à de l'huile lors du «roulage» de nombreuses machines et mécanismes.

Le polytétrafluoroéthylène (PTFE) est connu comme un polymère technique de haute performance ainsi qu'un lubrifiant solide [48]. Le PTFE, également connu sous le nom de Téflon, est le lubrifiant plastique solide le plus courant. Les macromolécules de PTFE glissent facilement les unes sur les autres, semblables à des structures lamellaires[48]. C'est un matériau très inerte avec un coefficient de frottement d'env. 0,05. Lorsque de fines particules de téflon sont dispersées dans de la résine phénolique, où elles sont pulvérisées sur la surface métallique puis traitées, le résultat est un faible frottement, une résistance élevée à la corrosion et un revêtement solide en téflon.

1.4.2.2. Lubrifiant semi-solide ou les graisses

Les graisses lubrifiantes sont des mélanges homogènes composés d'un agent épaississant et d'une huile lubrifiante minérale ou synthétique et de différentes qualités et différentes viscosités en tant que deuxième composant des graisses qui peuvent comporter divers additifs chimiques [50]. Ils ont été intégrés afin de leur donner certaines caractéristiques désirables telles que l'anti oxydation, la protection contre la corrosion, une résistance renforcée à la pression, etc.



Figure I.40. Graisse lubrifiante de la marque ExxonMobil.

Le comportement d'une graisse (Fig.I.41) dans diverses conditions d'utilisation dépend de la nature de sa base savonneuse. Les types de graisses sont :

1.4.2.2.1. Graisses à savons

- **De lithium** : D'origine minérale, épaissie au lithium, épaissie au lithium, notamment en raison de sa très bonne résistance au cisaillement, elle convient à toutes sortes d'essieux, de roulements, de graisse automobile multifonctionnelle, de poulies, d'engrenages. Grâce à ses propriétés anticorrosion. Dans des conditions de fonctionnement thermique de 20 à 140 degrés Celsius.
- **De calcium** : moins efficace que les graisses au lithium, préféré pour les applications à haute température, avec une excellente efficacité en présence d'eau.

-
- **De sodium** : moins efficace que les graisses au lithium, préféré pour les applications à haute température, avec une excellente efficacité en présence d'eau, avec une résistance de température supérieures à 200°C.
 - **De graphite** : recommandé pour la lubrification sèche (particules de graphite), reflète une bonne efficacité dans des conditions de travail avec des charges très élevées et des températures confinées entre 180°C et 550°C.
 - **D'aluminium** : il contient une graisse en poudre d'aluminium, un solvant isoparaffinique, avec une résistance à l'eau et une haute qualité d'adhérence, sous une température de fonctionnement très élevée de 30 à 800 °C.
 - **De cuivre** : il s'agit d'un alliage organométallique de haute technologie conçu pour la lubrification en milieu corrosif, il ne perd pas ses propriétés sous des températures extrêmement élevées, pouvant aller de 20 à 1270 degrés Celsius.
 - **Savons métalliques** : en faisant réagir un mélange de deux bases, les hydroxydes de calcium et de lithium avec des acides gras, on obtient ces graisses. Il a une bonne résistance à l'eau, au cisaillement mécanique et aux températures extrêmes pour une utilisation moyenne.

I.4.2.2.2. Graisses sans savons

Il existe trois catégories de graisses sans savons[49]:

- À base de silico-aluminates (argiles).
- À base de polyurées aromatiques.
- À base de silice colloïdale (gel de silice).

I.4.2.3. Lubrifiants liquides

On classe les huiles utilisées comme lubrifiants en trois catégories :

- Non volatiles ou gras.

Tous sont d'origine animale ou végétale. Et ne peuvent pas être distillées (à pression atmosphérique) sans décomposition. Ils sont généralement composés uniquement d'oxygène, de carbone et d'hydrogène, comme le montre l'analyse chimique.

- Hydrocarbure ou minéral.

C'est des huiles minérales, car elles sont obtenues à partir de pétrole, ou d'hydrocarbures, car elles ne sont constituées que de carbone et d'hydrogène.

- Huiles synthétiques.

Les huiles synthétiques sont des composés chimiques spéciaux.

I.4.2.3.1. Huiles fixes

Les huiles grasses sont des liquides à température ambiante. Les graisses sont des glycérides. Leur composition est constituée d'acides gras et de glycérine.

Avec une petite quantité de ces acides gras, la capacité lubrifiante augmente considérablement. Nous citons trois acides gras d'importance pratique, à savoir les acides lipidiques, palmitiques et oléiques.

I.4.2.3.2. Huiles minérales

Les huiles minérales constituées de composés d'hydrocarbures de différentes liaisons sont des mélanges obtenus à partir de la distillation de certains types de combustibles fossiles, ce qu'on appelle le pétrole brut [51], à base de paraffine déparaffinée et mélangés à des additifs pour conférer certaines propriétés à des usages spécifiques, ce qui en fait un élément indispensable de l'industrialisation et du développement qui ont caractérisé le siècle dernier [52].

L'une des propriétés les plus importantes des huiles minérales est la viscosité, qui dépend fortement de la température.

La viscosité est une mesure de la résistance d'un fluide à la déformation à une vitesse donnée, qui reflète la propriété de pouvoir transférer des forces de frottement entre particules ou de présenter une résistance aux écoulements de cisaillement [53].

Les graphiques suivants (Fig.I.42.a) présentent la viscosité dynamique (mesures expérimentales) en fonction de la température et les courbes tendance associées pour une température de 20 à 80 degrés Celsius [54].

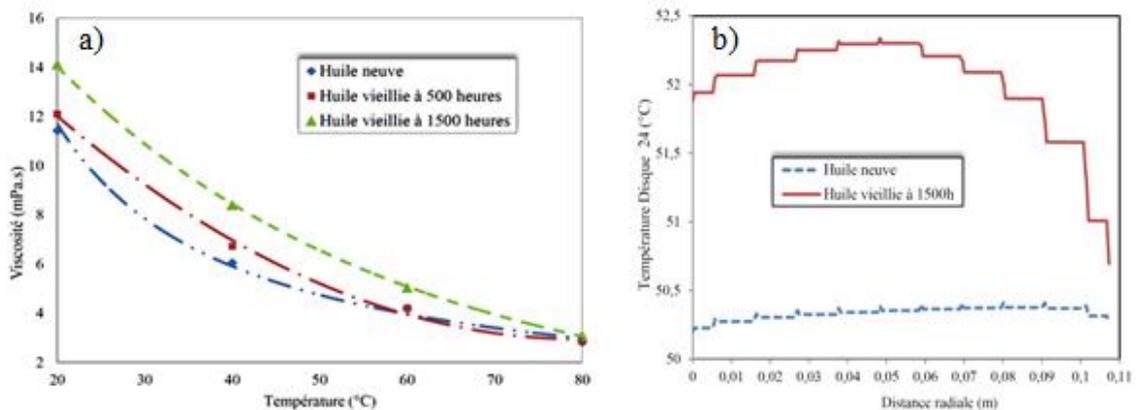


Figure I.41 a) Changement de viscosité en fonction de la température à différents temps de vieillissement et différentes durées de vieillissement, b) Distribution de la température dans le disque 24 [54].

Des mesures expérimentales (Fig.I.42.b) ont montré qu'après 1500 heures d'utilisation, la capacité de refroidissement de l'huile s'affaiblit, entraînant une augmentation de plus de 6 % de la température maximale [54].

Les lubrifiants à base d'hydrocarbures peuvent être classés :

- Selon le type d'huile à partir de laquelle l'huile est obtenue.
- Selon la manière dont l'huile est raffinée.

Trois types peuvent être reconnus dans la fabrication de lubrifiants minéraux à partir de pétrole brut, de bases mixtes, paraffiniques ou naphthéniques. Pour améliorer les performances, on utilise la distillation à flamme nue, le chauffage sous vide ou à la vapeur, la filtration, l'utilisation d'huile résiduelle, le déparaffinage, le traitement acide et alcalin, l'extraction par solvant et les additifs chimiques.

Les quantités contenant des huiles minérales sont obtenues à des températures comprises entre environ 300°C et 400°C. Cette quantité est un mélange de plusieurs centaines de molécules, majoritairement des alcanes linéaires (Fig.I.43), dont la formule brute est C_nH_{2n+2} , et le nombre d'atomes n de carbone allant de 15 à 40 (C15 à C40).

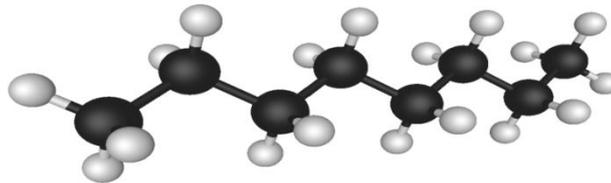


Figure I.42. Hydrocarbure linéaire saturé.

Les huiles sont souvent nommées en fonction de leurs techniques de production, notamment les huiles distillées à la vapeur, les huiles distillées sous vide, les huiles minérales distillées sans additifs, les composés raffinés sélectivement, les mélanges et les additifs.

I.4.2.3.3. Huiles synthétiques :

Les huiles synthétiques constituées de molécules identiques empilées directement par les chimistes, sont plus efficaces et durables, durent plus longtemps que les huiles minérales et semi-synthétiques et répondent aux limitations requises pour les moteurs modernes équipés d'une gamme complète de dispositifs (DPF, Turbo, EGR), et regorgent également de divers additifs. Ce qui lui permet d'être plus efficace, mais c'est aussi le plus cher.

Il existe deux types de technologies d'huile synthétique:

- **Les huiles semi-synthétiques**, un mélange d'huiles de base synthétiques et minérales.
- **Les huiles entièrement synthétiques**, sont des huiles qui ne contiennent pas d'huiles minérales.

Le silicone et le polyester sont les types les plus courants d'huiles non pétrolières. Le fluide silicone est le nom donné à une large gamme de liquides isolants inertes et thermiquement stables avec des propriétés électriques similaires à celles de l'huile minérale [55].

Les huiles synthétiques ont des performances supérieures :

- Excellente résistance à l'oxydation.
- Bonne résistance thermique.
- Viscosité plus élevée.

Tableau I.1. Exemples de familles d'huiles de synthèses [55].

Huiles synthétiques	Propriétés	Exemples d'utilisations
Polyglycol	Bonne lubrification et stabilité thermique, indice de viscosité élevé entre 150 et 200 m ² /s, faible volatilité (évaporation), avec les huiles minérales est incompatible.	Le polyglycol est un liquide de fabrication inflammable qui se dissout dans l'eau. Polyglycol insoluble, tel que l'huile lubrifiante moteur ou le liquide de frein.
Ester	Bonne tenue thermique, bonnes propriétés à froid, résistance au cisaillement élevé et faible volatilité.	Lubrification des turbines à gaz, aviation, caractérisée par un pouvoir lubrifiant élevé.
Hydrocarbure synthétique	Indice de viscosité élevé, comportement à froid performant, bonne propriété thermique.	Polyalphaoléfines: lubrifiant d'engrenages, compresseur...
Silicone	Chimiquement inerte, indice de viscosité élevé, haute résistance à la chaleur et bonne résistance à l'oxydation, bonnes propriétés à froid, hydrophobe (n'absorbe pas l'eau), il est chimiquement incompatible avec de nombreux additifs.	Fluide hydraulique, graissage, ...

Les huiles obtenues artificiellement peuvent être à la fois des substituts équivalents aux huiles et lubrifiants rares et des huiles de haute qualité utilisées dans des cas particulièrement critiques.

Dans une étude de Ghasemi et al.[56] pour certaines propriétés rhéologiques et effets magnétiques visqueux, les résultats (Fig.I.44) ont montré que le comportement du cisaillement léger en l'absence et en présence du champ magnétique est différent du comportement du fluide de base. À mesure que la viscosité des fluides tend à diminuer, le taux de cisaillement augmente et, par rapport à un fluide de base, l'énergie est dissipée par friction entre particules.

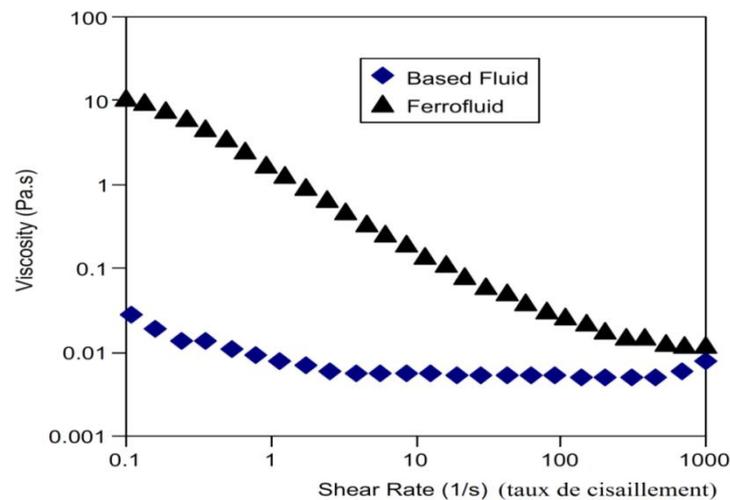


Figure I.43. Variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement pour l'oxyde de fer (liquide magnétisé) et son propre liquide de base. 7% le volume de fraction liquide magnétisée et 10,6 nm le diamètre moyen des particules [56].

Benariba et al. [57], Une étude théorique a été préparée sur l'influence des propriétés statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique par un fluide lubrifiant non newtonien. D'après les résultats, on note l'augmentation de pression dans l'alvéole de palier hydrostatique, qui fonctionne à l'aide d'une lubrifiante micro-polaire. Par rapport au fluide newtonien, ces résultats montrent que de bonnes propriétés et une meilleure stabilité sont obtenues à partir du palier lubrifié par fluide micro-polaire.

I.5. Mouvement des fluides

Les deux scientifiques, le Russe Mendeleev et l'Allemand Hagen, ont étudié la nature du mouvement des fluides dans la période de 1940 à 1980, où il peut être régulier ou irrégulier. En 1883, le scientifique Britannique d'origine Irlandaise Reynolds a mené une étude complète

et approfondie de l'écoulement des fluides dans les pipelines, qui s'est avérée d'un grand intérêt.

Dans ses expériences, Reynolds a constaté que la transition du mouvement laminaire au mouvement turbulent (Fig.I.45) peut être obtenue en modifiant les valeurs du diamètre du tuyau ou en remplaçant un fluide par un autre, qui a différentes valeurs de densité ou de viscosité. Les conditions de transition dépendent de 4 paramètres : vitesse v , densité ρ , diamètre du tuyau d et viscosité dynamique du fluide μ . La vitesse de transition vers un écoulement turbulent peut être différente selon les conditions.

Les paramètres d'écoulement du fluide déterminent la nature du mouvement du fluide. De plus, il peut être stable et instable, uniforme et irrégulier, continu et avec cavitation, laminaire et turbulent.

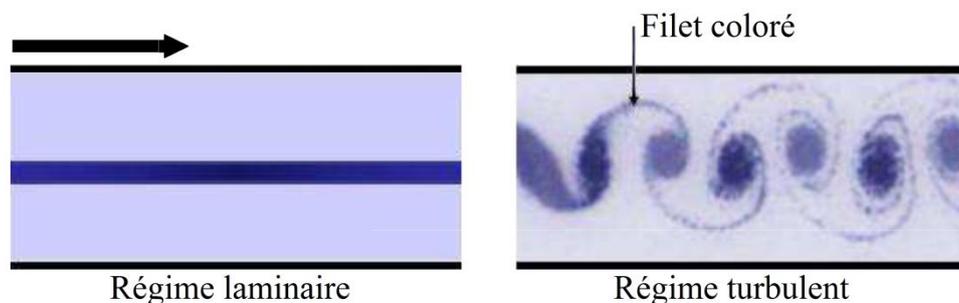


Figure I.44. Principaux types d'écoulements [58].

Le mouvement du fluide est dit stationnaire si les paramètres d'écoulement du fluide ne changent pas avec le temps, et uniforme lorsque les paramètres d'écoulement ne changent pas le long du canal ou du pipeline.

La cavitation est la formation de vides dans un liquide rempli de gaz, de vapeur ou d'un mélange d'entre eux. Si la pression locale descend en dessous de la valeur critique P_{cr} , une cavitation se produit à une température donnée (pour l'eau, $P_{cr} = 101,3$ kPa à $T = 373$ K ou $P_{cr} = 12,18$ kPa à $T = 323$ K, etc.). La cavitation affecte négativement le fonctionnement des turbines hydrauliques, des pompes à liquide et d'autres éléments des dispositifs hydrauliques. Parce que, dans les conditions spéciales susmentionnées, des bulles se forment, et lorsqu'elles pénètrent dans la région où la pression dépasse la pression critique, les particules liquides précipitent dans ces vides, Ainsi, la température et la pression augmentent fortement.

I.5.1. Régime laminaire

Le régime laminaire correspond à des vitesses relativement faibles et à un mouvement de

fluide en couches. Les particules liquides ne se mélangent pas et s'écoulent parallèlement à l'axe d'écoulement. Dans un écoulement laminaire, la vitesse est faible et les forces de frottement sont importantes, contrairement aux forces d'inertie qui sont faibles.

Zahloul et al. [59], dans lequel les propriétés dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins, avec un écoulement laminaire à travers des résistances hydrauliques de type diaphragme, ont été étudiées. On constate que les propriétés dynamiques du palier hydrostatique sont bonnes et que la stabilité est excellente, du fait de sa rigidité, des conditions d'amortissement et du couplage croisé.

Bouزيدane et al.[60]ont révélé une étude du comportement dynamique d'un rotor à palier hydrostatique à quatre patins, avec un régime laminaire et des résistances hydrauliques de type capillaire. Le palier est alimenté par un fluide électro-rhéologique négatif, qui est un fluide newtonien à faible viscosité lorsqu'un champ électrique est appliqué. Un fluide électronégatif est pompé dans le palier, qui a une faible viscosité lorsqu'un champ électrique est appliqué, et c'est un fluide newtonien. Les résultats obtenus par modélisation linéaire numérique afin d'étudier l'effet des fluides électrorhéologiques négatifs, ont révélé qu'avec l'augmentation de la compression et du rapport de déflexion, le rapport d'épaisseur du film augmente, ce qui reflète une augmentation de l'amortissement équivalent. D'autre part, avec la tension du champ électrique, l'amortissement équivalent diminue, du fait de la viscosité plus faible.

I.5.2. Régime turbulent

La turbulence est le mouvement d'un liquide, dans lequel ses particules effectuent des mouvements intenses de différentes couches du liquide. Le régime d'écoulement passe de laminaire à turbulent lorsque la vitesse du fluide augmente jusqu'à une certaine valeur seuil. Dans un écoulement turbulent, la vitesse du liquide et sa pression à chaque point de l'écoulement changent de manière chaotique, tandis que le liquide en mouvement est intensément mélangé.

On peut spécifier le mode de mouvement du fluide, en fonction des conditions dans lesquelles la vitesse d'écoulement peut être supérieure à la vitesse critique ou inférieure, lorsque le régime laminaire devient turbulent et vice versa.

Cependant, un critère plus universel a été établi, qui s'appelle le critère ou nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{\text{Force d'inertie}}{\text{Force de viscosité}} = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} = \frac{u \cdot D_h}{\nu}$$

où

- Le nombre de Reynolds : $R_e[-]$.
- La Viscosité cinématique du fluide : $\nu [m^2.s^{-1}]$.
- La Viscosité dynamique du fluide : $\mu [Pa.s]$.
- Le diamètre hydraulique du conduit : $D_h[m]$.
- La Vitesse moyenne dans la section : $u [m.s^{-1}]$.
- Lamasse volumique du fluide : $\rho [kg.m^{-3}]$.

Reynolds (1883) a montré expérimentalement l'existence de deux régimes d'écoulement turbulent et laminaire. Les résultats de ses expériences étaient les suivants :

- Le régime est turbulent: $R_e > 3000$ (Figure I.48).
- Le régime est intermédiaire : $2000 < R_e < 3000$.
- Le régime est laminaire : $R_e < 2000$ (Figure I.48).

Taylor C. et al.[61], leurs travaux se sont concentrés sur l'étude théorique de la lubrification dans un système turbulent, tout en évaluant et en comparant les méthodes disponibles au concepteur de paliers pour étudier l'écoulement turbulent et ses effets au moyen d'une étude expérimentale. Les résultats obtenus ont montré que les prédictions des deux théories de lubrification turbulente sur une large gamme de conditions de fonctionnement des paliers étudiées étaient similaires.

Aboshighiba et al. [62], Dans une étude paramétrique, de bons résultats ont été obtenus, confirmés par de nombreux modèles antérieurs d'autres auteurs, dans l'étude de la pression d'alimentation et la description de l'évolution des configurations de pression dans les patins, de la viscosité du fluide, de la vitesse de compression et de la densité du fluide, selon les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent.

I.6.Conclusion

Nous avons mené une étude approfondie de la littérature sur différents types de paliers et les avons présentés en détail dans ce chapitre, notamment les paliers lisses, les paliers à éléments roulants, les paliers magnétiques, les paliers hydrodynamiques, les paliers hydrostatiques, et discutons de leurs avantages, inconvénients et domaines d'utilisation.

Ce qui nous donne une vision globale (Fig.I.46), qui nous aide à choisir et distinguer les paliers selon leur capacité de charge, leur endurance, leurs conditions de travail et leur durée de vie.

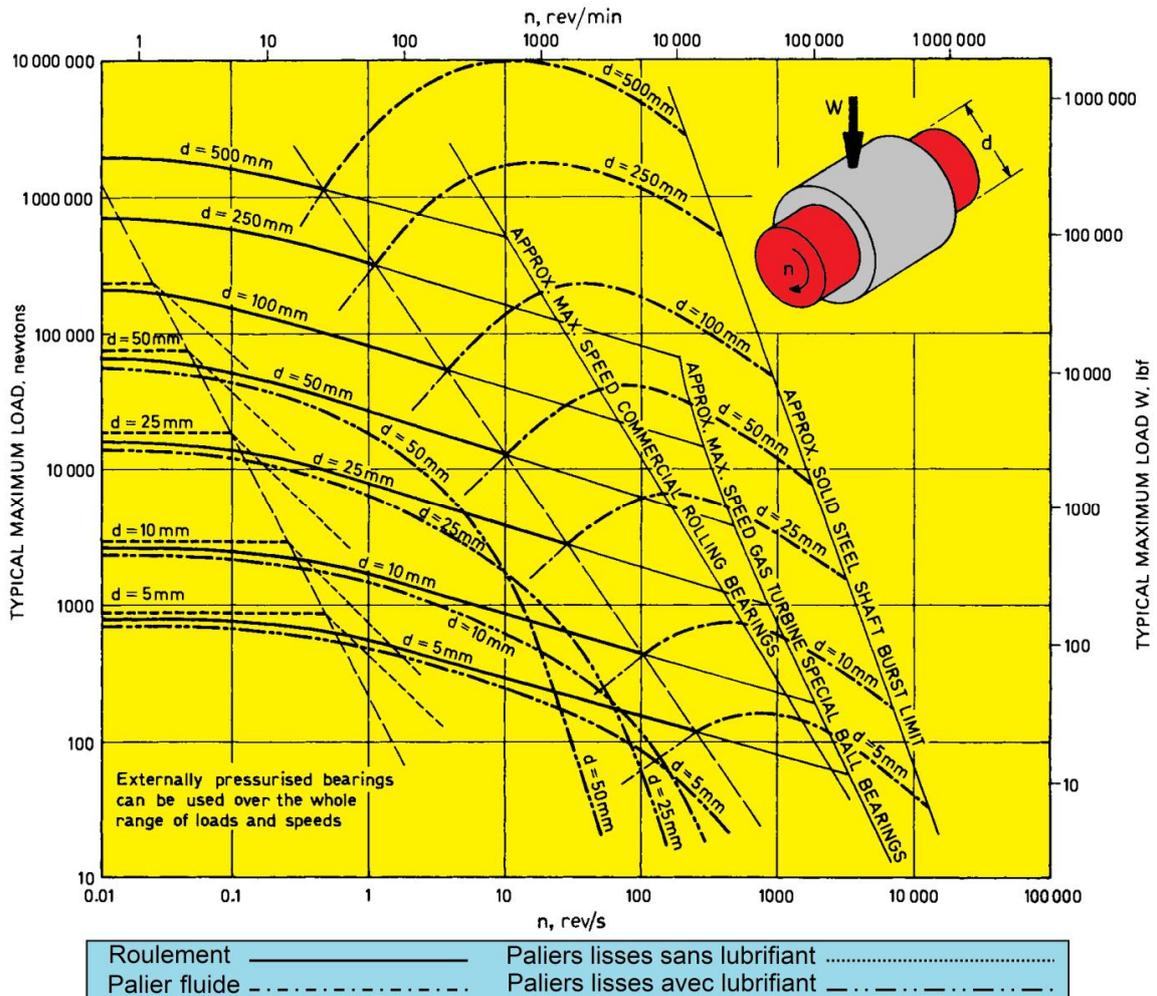


Figure I.45. Sélection par capacité de charge des roulements à rotation continue.

À une vitesse et une taille d'arbre données, cette figure donne des indications sur le type de roulement ayant la capacité de charge maximale. Il repose sur une durée de vie pouvant atteindre dix mille heures pour les roulements en métal frottant, roulant et poreux. Ou une durée de vie plus longue peut être obtenue avec des charges et des vitesses réduites. Pour les différents paliers lisses, la largeur est supposée égale au diamètre, et le lubrifiant est minéral et a une viscosité moyenne par défaut [63].

Après cela, nous avons été exposés aux notions de lubrification, présenté la courbe de Stribeck et appris les différents systèmes de lubrification, la lubrification limite, élastohydrodynamique, hydrodynamique, ainsi que la lubrification hydrostatique, qui élimine complètement la friction en séparant les surfaces de friction à l'aide de pompes à huile externes.

Dans le fonctionnement et la sécurité des machines de production, les lubrifiants industriels revêtent une grande importance, ce qui nécessite d'identifier les huiles lubrifiantes

de différents types, solides, semi-solides et liquides, les caractéristiques de chacune, et de présenter quelques travaux aux chercheurs du domaine.

Les huiles minérales les moins chères et les plus utilisées contiennent plus d'impuretés et leurs molécules diffèrent en taille et en forme (Fig.I.47) par rapport aux molécules des huiles synthétiques, ces dernières pouvant modifier la composition de leurs molécules pour les rendre plus homogènes afin d'obtenir des qualités lubrifiantes améliorées. Les huiles minérales et synthétiques sont combinées avec certains additifs pour améliorer les propriétés lubrifiantes du produit final, répondant à différents besoins spécifiques.



Figure I.46. Différences huiles minérales-huiles synthétiques.

Nous avons été présentés dans un flash bibliographique sur le système d'écoulement alimentant les paliers en général et les paliers hydrostatiques en particulier, dans les systèmes d'écoulement laminaire et turbulent, citant quelques études de chercheurs dans le domaine.

Enfin, nous abordons l'objectif de cette thèse dans une étude approfondie d'un palier à quatre patins hydrostatiques, alimenté avec des résistances hydrauliques de type membrane et un fluide newtonien et un système d'écoulement laminaire.

Chapitre II :
Étude Semi-analytique
Et Numérique
D'un Palier Hydrostatique
À films amortisseurs
"Hydrostatic Squeeze Film Damper"

II.1. Introduction

Les paliers hydrostatiques, aérostatiques et hybrides sous pression offrent des solutions simples et efficaces à divers problèmes de roulements dans des machines spécifiques. Le choix de la meilleure option peut impliquer la sélection de l'un de ces roulements, mais les concepteurs ont souvent du mal à comprendre la lubrification hydrostatatique et aérostatatique en raison d'un manque de conseils clairs et accessibles [15].

Les paliers hydrostatiques présentent des avantages tels qu'une grande rigidité, une durée de vie prolongée, un frottement minimal et une précision élevée. Les performances de ces paliers sont principalement influencées par les paramètres caractéristiques des restricteurs.

Les restricteurs (résistances hydrauliques) sont classés en types à débit constant et à débit variable. Le premier type, comme les capillaires et les orifices, ne change pas leurs restrictions, tandis que dans d'autres types, comme la membrane et la bobine, leurs restrictions peuvent changer en compensant automatiquement le débit en raison de la différence de pression. Les restricteurs à débit variable ont plus d'avantages que ceux de type fixe pour les types hydrostatiques.

Le champ de pression est déterminé à partir de l'équation de Reynolds. En suivant un principe de flux laminaire, le fluide se déplace de manière continue, incompressible et à température constante.

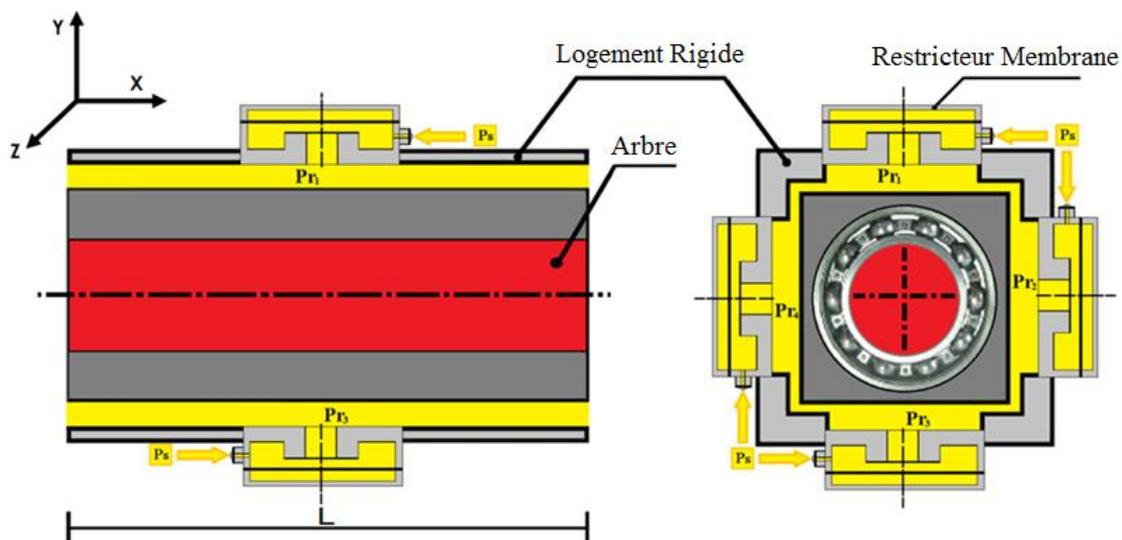


Figure II.1: Schématisation d'un palier hydrostatique à 4 patins

Compensé par membrane.

Dans ce chapitre, nous avons introduit des techniques de calcul non linéaires destinées à déterminer les propriétés de palier hydrostatique en utilisant des patins alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane (Fig.II.1). Cela se fait à partir du champ de pression dans le film lubrifiant, incluant la pression alvéolaire, les flux du lubrifiant et les forces produites par le film.

II.2. Modélisation mathématique

II.2.1. Description du palier hydrostatique à quatre patins

Un palier hydrostatique à quatre patins identiques (Fig.II.1), utilisé comme **HSFD** (High Squeeze Film Damper). Les caractéristiques des butées à simple effet sont indiquées par les indices 1, 2, 3 et 4, respectivement. Le palier hydrostatique à quatre patins est alimenté en fluide sous pression externe par l'intermédiaire de résistances hydrauliques de type membrane.

II.2.2. Caractéristiques d'un palier hydrostatiques à quatre patins

Afin de pouvoir rendre compte des caractéristiques de ce palier hydrostatique à quatre plateformes (Fig.II.1), nous avons conçu un rotor vertical rigide monté sur un palier hydrostatique, en juxtaposant des patins plats identiques.

Ce palier hydrostatique (Fig.II.2) est constitué d'une partie fixe avec quatre plates-formes identiques, dans chacune desquelles on retrouve une partie mobile représentée par un granulé mobile et une alvéole centrale alimentée par une résistance hydraulique de type membrane.

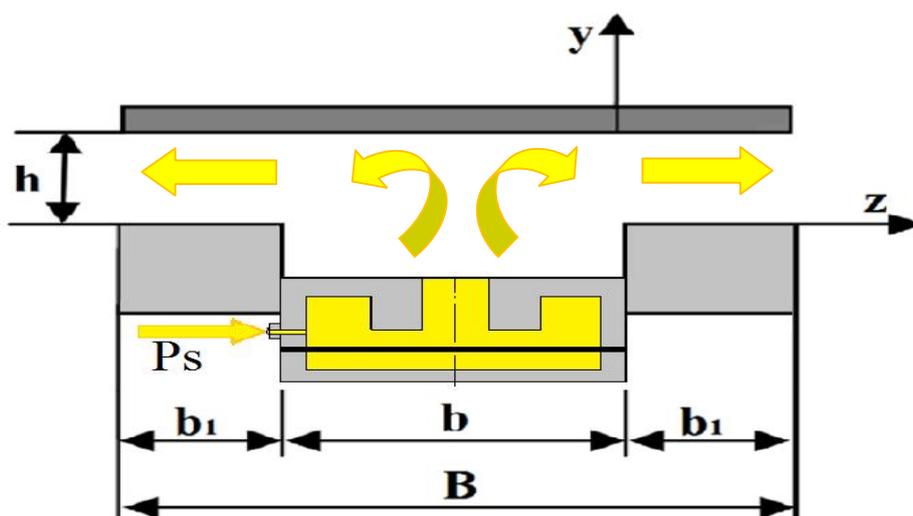


Figure II.2. Butée hydrostatique à simple effet N°i (i=2 et 4).

II.2.3.Équation de Reynolds

Pour calculer la distribution des contraintes $P_i(x_i, z_i, t)$, on peut résoudre l'équation de Reynolds de manière numérique ou semi-analytique, dans des cas particuliers comme les paliers infiniment longs. Les conditions limites de vitesse, considérant qu'il n'y a pas de glissement entre le fluide et les patins, peuvent être prises en compte (Fig .II.3).

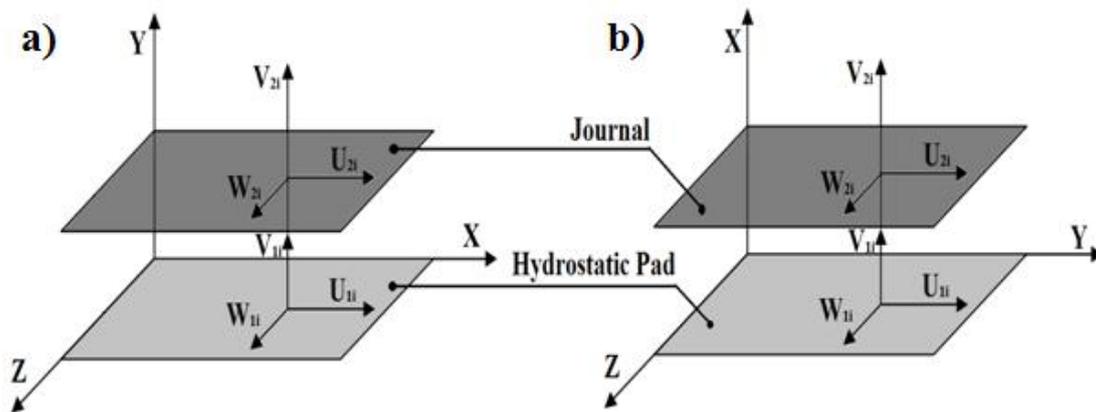


Figure II.3. Les conditions aux limites de palier hydrostatique à simple effet[64] :
 a) Palier hydrostatique N°i (i=1 et 3), b) Palier hydrostatique N°i (i=2 et 4).

Le patin plat ($y = 0$) : $U_{1i} = 0 ; V_{1i} = 0 ; W_{1i} = 0 ; i = 1 \text{ et } 3$

$U_{1i} = 0 ; V_{1i} = 0 ; W_{1i} = 0 ; i = 2 \text{ et } 4$

Partie mobile ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = \dot{h} \neq 0 ; W_{2i} = 0 ; i = 1 \text{ et } 3$

$U_{2i} = 0 ; V_{2i} = \dot{h} \neq 0 ; W_{2i} = 0 ; i = 2 \text{ et } 4$

pour les vitesses de surface du patin relatives au palier à simple effet N°i, nous avons choisi $U_{1i}; V_{1i}$ et W_{1i} et pour les vitesses de la surface du partie mobile nous avons choisi $U_{2i} ; V_{2i}$ et W_{2i} .

Pour tenir compte de l'hypothèse de pression constante, la profondeur des alvéoles peut être considérée comme suffisante.

A une vitesse linéaire (vitesse de d'écrasement) V_{pi} , le grain mobile se déplace. Au centre de la butée, on lie le repère fixe(O_1, X, Y, Z).

Représente O_1 , le centre du palier.

En coordonnées cartésiennes, la position et la vitesse du centre du grain mobile sont déterminées par :

$$\overrightarrow{O_1O_2} = x_1\vec{X} = y_1\vec{Y} \text{ et } \vec{V}(O_2) = V_a\vec{X} = V_b\vec{Y}, O_2 : \text{ est le centre du grain mobile.}$$

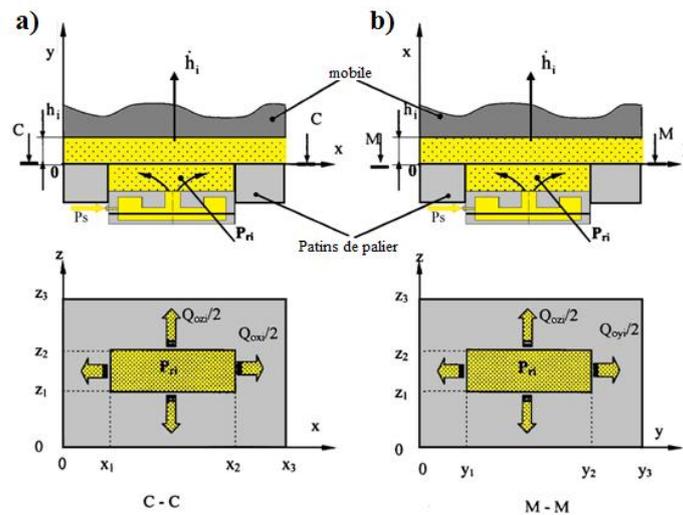


Figure II.4. Notations et perspective d'une butée hydrostatique [64].

Pour déterminer la caractéristique géométrique d'un palier hydrostatique à quatre patins impose donc, la définition des grandeurs suivantes :

- Nombre de patins N (N=4)
- Dimension du patin (Fig.II.5.a)
 - Extérieur : A, B
 - Alvéole : a, b
- Dimension du grain mobile (Fig.II.5.b).

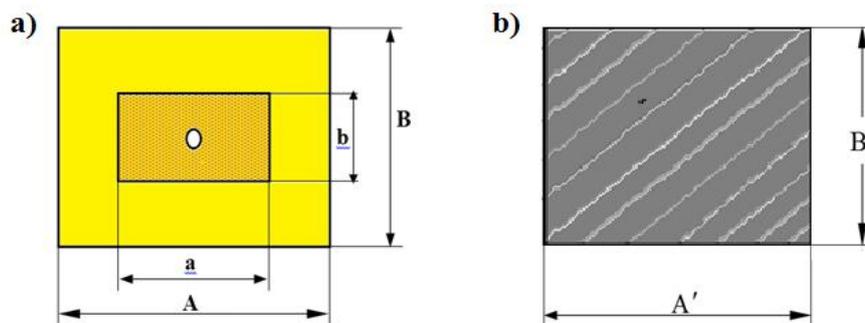


Figure II.5.a) Dimension du patin, b) Dimension d'une section Du grain mobile.

La vitesse et l'épaisseur du film de chaque patin sont déterminées par ces grandeurs et sont mentionnées respectivement dans la référence par (Fig.II.4) :

- N°1, la première butée hydrostatique à simple effet:

$$h_1 = h_0 + x_1$$

$$V_{p1} = \frac{\partial h_1}{\partial t} = V_a$$

- N°2, la deuxième butée hydrostatique à simple effet :

$$h_2 = h_0 + y_1$$

$$V_{p2} = \frac{\partial h_2}{\partial t} = V_b$$

- N°3, la troisième butée hydrostatique à simple effet :

$$h_3 = h_0 - x_1$$

$$V_{p3} = \frac{\partial h_3}{\partial t} = -V_a$$

- N°1, la quatrième butée hydrostatique à simple effet :

$$h_4 = h_0 - y_1$$

$$V_{p4} = \frac{\partial h_4}{\partial t} = -V_b$$

Notons que :

$$\begin{cases} B' + h_1 + h_3 = Cte \Rightarrow \text{la quantité } 2h_0 & h_1 + h_3 = Cte \\ A' + h_2 + h_4 = Cte \Rightarrow \text{la quantité } 2h_0 & h_2 + h_4 = Cte \end{cases}$$

avec : h_0 est l'épaisseur du film (en position centrée).

x_1 : le déplacement linéaire et V_a : la vitesse d'écrasement du grain mobile suivant l'axe X (Fig.II.4.a).

x_2 : le déplacement linéaire et V_b : la vitesse d'écrasement du grain mobile suivant l'axe Y (Fig.II.4.b).

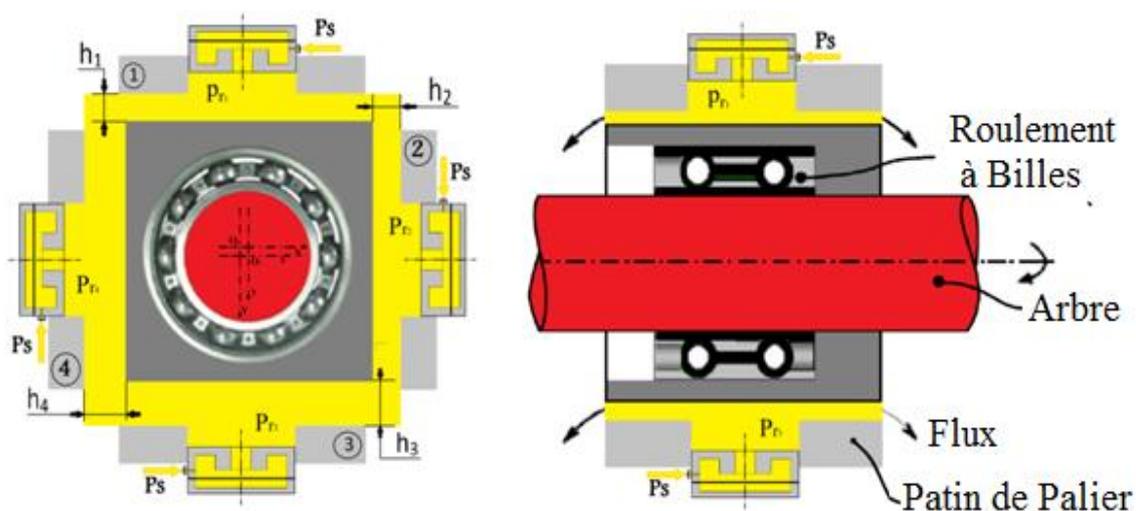


Figure II.6. Schématisation d'une butée hydrostatique à patins identiques.

II.3. Calcul d'un palier hydrostatique à patins

Nous utiliserons la méthode analytique couramment utilisée dans notre étude, car elle permet de réduire les dimensions des programmes de calcul, ce qui nécessite de connaître les contraintes dans les extrémités libres ainsi que la pression dans la cellule, au niveau de chaque butée à simple effet. En raison de la complexité du calcul de l'étude du comportement non linéaire du palier hydrostatique (Fig.II.6), cela nécessite également de choisir une méthode d'intégration numérique appropriée, similaire à la méthode des différences centrales finies, afin de déterminer les positions et les vitesses de l'arbre à partir de l'accélération.

II.4.Méthode analytique

Afin de calculer les propriétés du palier hydrostatique, nous avons appliqué la méthode analytique, en supposant que le support hydrostatique est infiniment long.

II.4.1.Butée hydrostatique infiniment longue à simple effet

La butée objet de notre étude est une butée hydrostatique plane, simple effet, d'une longueur infinie N°i (Fig.II.2), qui est constituée de deux parties dont la première est fixe « patin à un alvéole central » et l'autre est mobile « grain mobile », entraînée à une vitesse linéaire, vitesse d'écrasement V_{pi} .

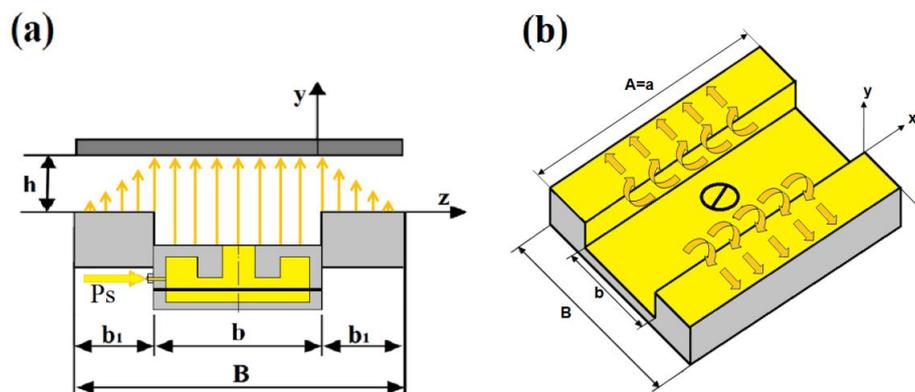


Figure II.7. Butée hydrostatique infiniment longue N°i (i=2 et 4)[64] :a) notation, b) perspective.

II.4.1.1.Calcul du champ de pression

On peut négliger débit selon la longueur A devant l'écoulement selon la largeur b. Lorsque le rapport A/B de la longueur A ($A=L$) sur la largeur b pour la butée simple action N°i est grand (Fig.II.7), l'écoulement se produit exactement sur la largeur longueur b.

$$\begin{aligned}
 Q_{xi} \ll Q_{zi} &\Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial x} = 0 \quad ; \quad N^{\circ}i \quad (i=1 \text{ et } 3) \\
 Q_{yi} \ll Q_{zi} &\Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial y} = 0 \quad ; \quad N^{\circ}i \quad (i=2 \text{ et } 4)
 \end{aligned}
 \tag{II.1}$$

Avec :

$$\begin{cases} Q_{xi} = Q_{xi}^+ + Q_{xi}^- \\ Q_{zi} = Q_{zi}^+ + Q_{zi}^- \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} Q_{yi} = Q_{yi}^+ + Q_{yi}^- \\ Q_{zi} = Q_{zi}^+ + Q_{zi}^- \end{cases}$$

pour $N^{\circ}i \quad (i=1 \text{ et } 3)$ pour $N^{\circ}i \quad (i=2 \text{ et } 4)$

(II.2)

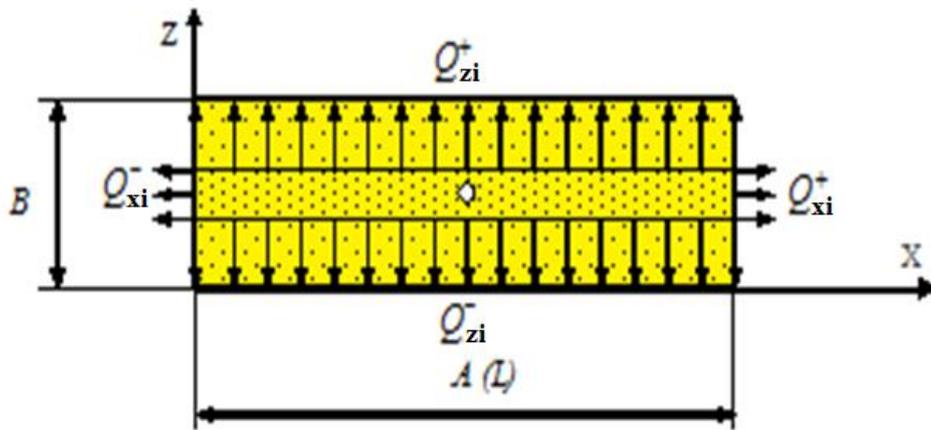


Figure II.8. Débit sortant de l'alvéole d'une butée N^oi (i=1 et 3)[64].

Suivant les axes X et Z relatif à la butée à simple effet N^oi, le débit volumique sortant est respectivement Q_{xi} et Q_{zi}.

Suivant l'axe B la variation de la pression n'existe pas, D'après l'équation (II.1), donc l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet N^oi est la suivante[64] :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] &= 12V_{Pi} \quad ; \quad N^{\circ}i \quad (i=1 \text{ et } 3) \\
 \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] &= 12V_{Pi} \quad ; \quad N^{\circ}i \quad (i=2 \text{ et } 4)
 \end{aligned}
 \tag{II.3}$$

avec : $0 \leq X \leq A$; $0 \leq Y \leq A$; $0 \leq Z \leq B$.

Est devient :

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(h_i^3 \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) = 12 \mu \dot{h}_i
 \tag{II.4}$$

Avec :

$$\dot{h}_i = V_{Pi} = \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (\text{II.5})$$

Appliquer les conditions aux limites à la pression, et intégrer l'équation (II.13) comme suit :

$$\begin{aligned} P_i &= P_{ai} & \text{pour } Z &= 0 \\ P_i &= 0 & \text{pour } Z &= b_l \end{aligned}$$

La pression atmosphérique est prise comme pression de référence ce qui permet d'avoir :

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

L'équation (II.6) : $0 \leq Z \leq b_l$.

$$P_i = \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 - \left(\frac{P_{ai}}{b_l} + \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} (b_l + 2b) \right) Z + \left(\frac{P_{ai}}{b_l} + \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b \right) (b_l + b) \quad (\text{II.7})$$

L'équation(II.7) : $(b_l + b) \leq Z \leq -b$.

Pour le cas statique

$$\dot{h}_i = 0.$$

$$P_i = P_{ai} \left(1 - \frac{Z}{b_l} \right) \quad (\text{II.8})$$

$$0 \leq Z \leq b_l$$

$$P_i = \left(\frac{P_{ai}}{b_l} \right) (Z + b + b_l) \quad (\text{II.9})$$

$$-(b + b_l) \leq Z \leq -b.$$

II.4.1.2. Calcul des caractéristiques de performance

a) Charge portante

Pour une butée simple effet N°i, la charge portante s'écrit comme suit[64] :

$$W_{Pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + 2 \int_{S_2} P_i ds \quad (\text{II.10})$$

où S1 et S2 sont respectivement la surface de l'alvéole et la surface des portées de largeur b1 et la surface totale du patin de la butée à simple effet est représentée par S.

Par intégration on trouve :

$$W_{Pi} = P_{ai} L (b_l + b) - \frac{2 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_l^3 L \quad (\text{II.11})$$

La relation peut s'écrire sous la forme la plus générale :

$$W_{P_i} = P_{ai} S K_w - \frac{2 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_i^3 L \quad (\text{II.12})$$

Le coefficient de la charge est K_w , qui est compris entre 0 et 1 : donc $K_w = 1 - (b_i/B)$.

On peut écrire la relation (II.12) comme suit :

$$W_{P_i} = \beta_i P_{ai} S K_w - \frac{2 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_i^3 L \quad (\text{II.13})$$

Dans la butée à simple effet, le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la membrane, représente par $\beta_i = P_{ai}/P_{mi}$,

avec :

$$W_{P_1} = \beta_1 P_1 S K_w - \frac{2 \mu \dot{h}_1}{h_1^3} b_1^3 L \quad (\text{II.13a})$$

$$W_{P_3} = \beta_3 P_3 S K_w - \frac{2 \mu \dot{h}_3}{h_3^3} b_3^3 L \quad (\text{II.13b})$$

Pour le cas statique $\dot{h}_i = 0$.

La charge portante relative à la butée à simple effet $N^{\circ}i$ est déduite de la relation (II.13) :

$$W_{P_i} = \beta_i P_S S K_w \quad (\text{II.14})$$

b) Débit du lubrifiant relatif à la butée à simple effet $N^{\circ}i$.

- On désigne le débit sortant de l'alvéole par : Q .
- On désigne le débit dû à la variation du volume d'alvéole par : Q_{voli}
- On désigne le débit à travers une résistance hydraulique de type membrane par : Q_m .

▪ **Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe Z**

La relation suivante donne la vitesse du fluide[64] :

$$u_{zi} = \frac{1}{2 \mu} \frac{dP_i}{dZ} y (y - h_i) \quad (\text{II.15})$$

En intégrant la vitesse du fluide, on obtient le débit volumétrique Q_{Si} du fluide sortant de la butée $N^{\circ}i$, notons (Fig.II.16) :

$$Q_{Si} = L \int_0^{h_i} u_{zi} (Z - b_1) - L \int_0^{h_i} u_{zi} (Z - b_1 - b) dy \quad (II.16)$$

$$Q_{Si} = \frac{L h_i^3 \left(P_{ai} - \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \mu} \quad (II.17)$$

En remplaçant le coefficient du débit K_Q :

$$K_Q = \frac{L}{6 b_1} \quad (II.18)$$

La relation (II.17) devient la suivante:

$$Q_{Si} = \frac{h_i^3 \left(P_{ai} - \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (II.19)$$

On peut donc dire que le débit sortant de l'alvéole pour une butée simple effet N°i est donné par la relation suivante :

$$Q_{Si} = \frac{h_i^3 \left(\beta_i P_{ai} - \frac{6 \mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (II.20)$$

où :

$$Q_{S1} = \frac{h_1^3 \left(\beta_1 P_1 - \frac{6 \mu \dot{h}_1}{h_1^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (II.20b)$$

$$Q_{S3} = \frac{h_3^3 \left(\beta_3 P_3 - \frac{6 \mu \dot{h}_3}{h_3^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (II.20b)$$

Pour le cas statique :

$\dot{h}_i = 0$, de la relation (II.20), le débit volumique du fluide relatif à la butée N°i est:

$$Q_{Si} = \frac{\beta_i P_{ai} h_i^3}{\mu} K_Q \quad (II.21)$$

▪ **Débit de la variation du volume dans l'alvéole :**

Nous pouvons écrire le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet N°i comme :

$$Q_{vol i} = \frac{\partial V_i}{\partial t} \quad (II.22)$$

Où :

$$\begin{cases} V_i = S_l \times e_i \\ e_i = h_i + e_a \end{cases} \quad (II.23)$$

Avec : V_i est le volume, e_a la profondeur, S_l surface de l'alvéole et e_i est l'épaisseur de film de l'alvéole, h_i l'épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative, relative à la butée à simple effet N°i.

Donc :

$$Q_{vol i} = S_{bi} \frac{dh_i}{\partial t} = S_{bi} \dot{h} \quad (II.24)$$

▪ Débit des résistances hydrauliques de type membrane

Il existe plusieurs types de résistances hydrauliques courants et les plus couramment utilisés, nous avons choisi les types à membrane[65] (Fig.II.9).

$$Q_{ri} = \frac{\pi x_i^3}{6\mu \ln(r_2/r_1)} (P_s - P_{ai}) \quad (II.25)$$

avec:

r_1, r_2 : Caractéristiques géométriques de la membrane

P_s : La pression d'alimentation

P_{ai} : Pression dans l'alvéole

μ : Viscosité dynamique

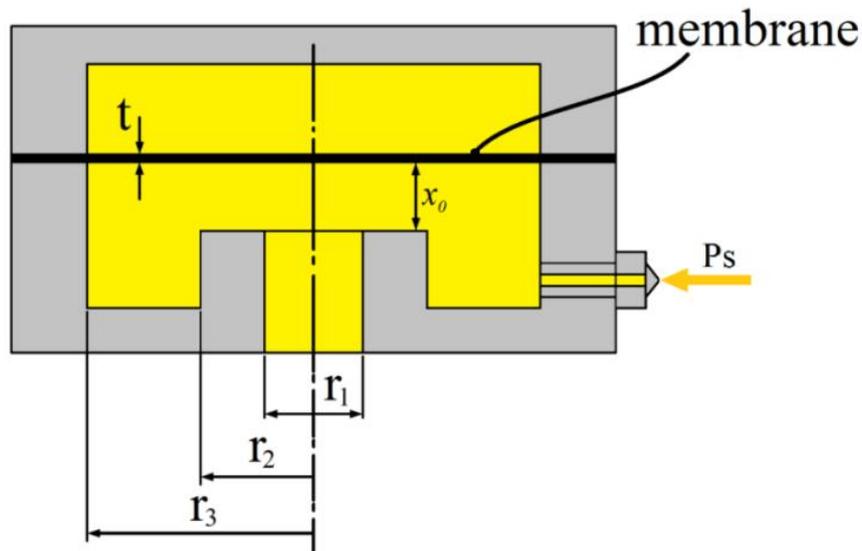


Figure II.9: Résistance hydraulique de type membrane [65].

II.4.1.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :

Pour une butée à simple effet N°i, la pression dans la cellule peut être calculée, 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.

Ainsi, l'équation de conservation du débit volumique s'écrit comme suit :

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{voli} \tag{II.26}$$

où :

Q_{voli} : Débit dû à la variation du volume de l'alvéole

Q_{si} : Débit sortant de l'alvéole

Q_{ri} : Débit à travers une résistance hydraulique

Comme suit, l'équation (II.26) est donnée :

$$Q_{ri} = \frac{\pi x_i^3}{6\mu \ln(r_2/r_1)} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{voli} \tag{II.27}$$

La pression dans la l'alvéole P_{ai} peut être exprimée en assimilant le débit à la sortant de la butée simple effet N°i au débit de la membrane :

soit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi x_i^3}{6\mu \ln(r_2/r_1)} (P_s - P_{ai}) \quad h_i^3 \left(\frac{P_i - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} b_1^2}{\mu} = K_Q \right) + S_b h_i \quad (II.28)$$

donc, pour la butée à simple effet N°i, la pression dans l'alvéole, s'écrit :

$$P_{ai} = A_i P_s + B_i \quad (II.29)$$

$$A_i = \frac{\pi x_i^3}{h_i^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3} \quad \text{et} \quad B_i = \frac{(6b_1^2 K_Q - S_b) h_i \mu 6 \ln(r_2/r_1)}{h_i^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3}.$$

Pour le cas statique :

$$\begin{aligned} \dot{h}_i &= 0 \\ P_{ai} &= A_i P_s \end{aligned} \quad (II.30)$$

Donc :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = A_i = \frac{\pi x_i^3}{h_i^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3} \quad (II.31)$$

Soit $\beta_i = \beta_0$ et $h_i = h_0$, De la relation (II.31), on peut déduire l'expression de l'épaisseur du film de lubrifiant.

$$h_0 = \left[\frac{\pi x_0^3}{6 \ln(r_2/r_1) K_Q} \frac{(1 - \beta)}{\beta} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (II.32)$$

β_0 : C'est le rapport de pression.

a. La charge totale :

En additionnant les charges portantes correspondantes aux deux butées à simple effet, on obtient la charge totale de la butée hydrostatique à double effet infiniment longue.

On peut donner la charge totale de la butée hydrostatique à double effet infiniment longue comme suit :

$$w = w_p \quad (\beta_2 - \beta_1) P_s S K_w - 2\mu b_1^3 L \left(\frac{h_2}{h_2^3} - \frac{h_1}{h_1^3} \right) \quad (II.33)$$

b. Débit du lubrifiant total :

En additionnant les débits correspondants aux butées à simple effet, nous pouvons obtenir le débit total de lubrifiant de la butée hydrostatique à double effet infiniment longue.

$$Q = \sum_{i=1}^2 \left(\left(h_i^3 \left[\beta_i P_s - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} \right] KQ\mu + S_1 h_i \right) + S_1 h_i \right) \quad (\text{II.34})$$

II.4.3. Étude dynamique

II. 4.3.1. Modélisation linéaire

Lors de l'analyse dynamique des grains mobiles « ligne d'arbre » supportés par des butées hydrostatiques, les forces hydrostatiques générées par la couche lubrifiante régissent le comportement de la butée et s'opposent au mouvement des grains en mouvement.

À partir de l'équation de Reynolds écrite dans le système dynamique, on peut l'obtenir en intégrant le champ de pression.

Les forces susmentionnées sont des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre. Par conséquent, l'analyse exacte du système de butées à grains mobiles est très complexe, car elle nécessite la solution simultanée des équations liées au mouvement des grains mobile et de l'équation liée au comportement hydrostatique de chaque butée.

Bien que cette étude puisse être simplifiée, nous supposons que les grains en mobiles sont complètement rigides et limités à de petits déplacements proches de la position d'équilibre fixe.

À travers une étude simplifiée et en linéarisant les équations en deux étapes, comme suit :

- Une analyse statique :
Permettant de déterminer la position d'équilibre du grain mobile (à l'intérieur de la butée) sous une charge externe W_0 .
- Une analyse dynamique linéaire :
Analyse du mouvement des grains mobiles au voisinage de la position d'équilibre statique O_{as} .

Cette analyse du comportement d'une butée fluide au voisinage de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par les coefficients de raideur et d'amortissement (Fig.II.10).

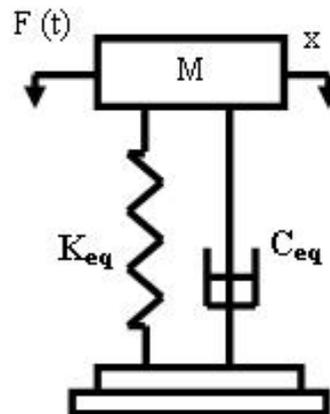


Figure II.10. Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet.

On obtient ce qui suit en déterminant ces paramètres :

- 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 soumise à des sollicitations dynamiques de faible amplitude ; le balourd par exemple).
- trouver les vitesses critiques du grain mobile d'une ligne d'arbre.

II. 4.3.2. Calcul des caractéristiques dynamiques

Afin de calculer les coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique simple effet n°1 en utilisant la méthode des petits déplacements et vitesses de déplacement,[64] nous suivons ce qui suit:

Colinéaire à l'axe (o, Y), au voisinage de la position d'équilibre statique h_x, h_y . Si on impose une petite vitesse de déplacement M_{i1} et un petit déplacement L_{i1} , on peut écrire ce qui suit :

$$\begin{aligned} Wp1(hx, hy + \Delta h1, \dot{hx} = 0, \dot{hy} = \Delta \dot{h}1) \\ = Wp1(hx, hy, 0, 0) + \Delta h1 \left(\frac{\partial Wp1}{\partial h1} \right) + \Delta \dot{h}1 \left(\frac{\partial Wp1}{\partial \dot{h}1} \right) + \dots \end{aligned}$$

Si l'on se limite au premier ordre, on a, à priori la relation suivante :

Au voisinage du point d'équilibre statique, grâce au film lubrifiant de la butée hydrostatique simple effet n°1, la raideur et l'amortissement correspondent respectivement aux coefficients $Kp1$ et $Cp1$.

On l'obtient en définissant les équations :

$$Wp1(hx, hy + \Delta h1, \dot{hx} = 0, \Delta \dot{h}1) - Wp1(hx, hy, 0, 0) = -Kp1 \Delta h1 - Cp1 \Delta \dot{h}1$$

$$K_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1}\right) \quad , \quad C_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1}\right)$$

Grâce à la méthode de différenciation numérique, la plus répandue et la plus simple à mettre en œuvre, on peut calculer les coefficients dynamiques.

Nous calculons numériquement les dérivées partielles. Comme suit, nous allons démontrer cette méthode :

- (h_x, h_y) caractérise la position d'équilibre statique.
- calculer la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1}\right)$, l'équation de la position du centre du grain mobile est résolu comme suit : $(h_x, h_y + \Delta h_1, \dot{h}_x = 0, \dot{h}_y = 0$

Pour cette position, le calcul de la composante W_{p1} de la force hydrostatique est assuré en intégrant le champ de pression[40], pour ça :

$$\frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} = \frac{W_{p1}(h_x, h_y + \Delta h_1, 0, 0) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0)}{\Delta h_1}$$

- calculer la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1}\right)$: dans le cas ou $(h_x, h_y, \dot{h}_x = 0, \dot{h}_y = \Delta \dot{h}_1)$

L'équation de Reynolds peut être résolue, On déduit :

$$\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1} = \frac{W_{p1}(h_x, h_y, 0, \Delta \dot{h}_1) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0)}{\Delta \dot{h}_1}$$

Donc, les coefficients dynamiques :

$$\frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} = \frac{W_{p1}(h_x, h_y + \Delta h_1, 0, 0) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0)}{\Delta h_1}$$

$$\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1} = \frac{W_{p1}(h_x, h_y, 0, \Delta \dot{h}_1) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0)}{\Delta \dot{h}_1}$$

II.4.4. Butée hydrostatique infiniment longue

II.4.4.1. Calcul des caractéristiques dynamiques

Pour calculer les caractéristiques dynamiques de la butée hydrostatique, nous utiliserons la méthode semi-analytique, en supposant que la butée est infiniment longue.

II.4.4.1.1. Coefficient de raideur

Pour une butée hydrostatique infiniment longue, le taux de variation de capacité de la charge sur l'épaisseur du film est appelé coefficient de rigidité et correspond à la relation suivante :

$$K_{p_i} = -\frac{dW_{p_i}}{dh_i} - \frac{dW_{p_i}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_i} \tag{II.35}$$

Avec :

$$dWP_i = p_{ai} S K_w \quad (II.36)$$

Où :

$$P_{ai} = A_i P_s = \frac{\pi x_i^3}{h_1^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3} P_s$$

Donc :

$$Kp_i = \frac{3SK_w P_s}{h_i \pi x_i^3} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (II.37)$$

Ou :

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

II.4.4.1.2.Coefficient d'amortissement

Dans une butée hydrostatique plane infiniment longue, l'amortissement est défini par le taux de variation de la capacité de la charge en fonction de la vitesse du grain mobile selon la relation suivante :

$$C_{pi} = - \frac{dWP_i}{d h_1} - \frac{dWP_i}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{d h_1} \quad (II.38)$$

D'après la relation, on a :

$$Wp_i = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L$$

Et après la relation, on a :

$$P_{ai} = A_i P_s + B_i \quad (II.39)$$

$$A_i = \frac{\pi x_i^3}{h_i^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3}$$

$$B_i = \frac{(6b_i^2 K_Q - S_b) h_i \mu 6 \ln(r_2/r_1)}{h_i^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3}$$

alors :

$$C_{pi} = L(b + b_1) \frac{(6b_1^2 K_Q - S_1) \mu (6 \ln(r_2/r_1))}{h_1^3 K_Q 6 \ln(r_2/r_1) + \pi x_i^3} + \frac{2\mu b_1^3 L}{h_1^3} \quad (II.40)$$

II.4.4.1.3.Taux d'amortissement

La variation de la charge sur le double de la racine carrée de la rigidité par la masse, est le taux d'amortissement et est donnée par : ξ

$$\xi = \frac{C_{pi}}{2\sqrt{K_{pi} M}} \quad (II.41)$$

$$\text{Et : } M = \frac{W_i}{9.81}.$$

II.5.Méthode numérique

Dans ce travail, dans le but d'étudier le comportement non linéaire des paliers hydrostatiques selon la solution pas à pas, les principes de dynamique appliqués au rotor et l'équation de Reynolds ont été pris en compte. Dans un calcul itératif dans le temps, nous avons résolu l'équation de Reynolds pour chaque composante instantanée et pour chaque élément fluide.

Afin de ne pas compliquer le processus de calcul pour déterminer la position et la vitesse des ondes d'accélération, une méthode d'intégration numérique appropriée a été choisie, telle que la méthode des différences finies centrales, grâce à laquelle nous obtenons un système matriciel dans lequel le vecteur est constitué de toutes les pressions.

La solution est itérative et dépend de la progression des étapes suivantes:

1. Définition du domaine d'étude et des conditions aux limites (maillage).
2. Discrétisation numérique de l'équation de Reynolds.
3. Résolution numérique du système d'équations algébriques.

II.5.1.Conditions aux limites de Reynolds

Afin d'intégrer l'équation de Reynolds (II.2), il est nécessaire de connaître les conditions aux limites de pression aux extrémités libres du patin et la pression dans l'alvéole. On a alors :

1) Pour :

$$\begin{cases} I = 1 & P_i(1, J) = P_0 & \text{avec } J = 1, N \\ J = 1 & P_i(I, 1) = P_0 & \text{avec } I = 1, M \end{cases}$$

Où P_0 : pression ambiante

2) Pour:

$$\begin{cases} I \geq M \\ P_i(I, 1) = P_{ai} \\ J \geq N \end{cases}$$

3) Pour:

$$\begin{cases} I = M; J \in]1, N[\\ \left. \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} \right|_M = 0 \end{cases}$$

En résolvant l'équation de Reynolds, $P_i(I, J)$ est déterminé.

4) Pour :

$$\begin{cases} J = N; I \in]1, M1[\\ \left. \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} \right|_N = 0 \end{cases}$$

En résolvant l'équation de Reynolds, $P_i(I, J)$ est déterminé.

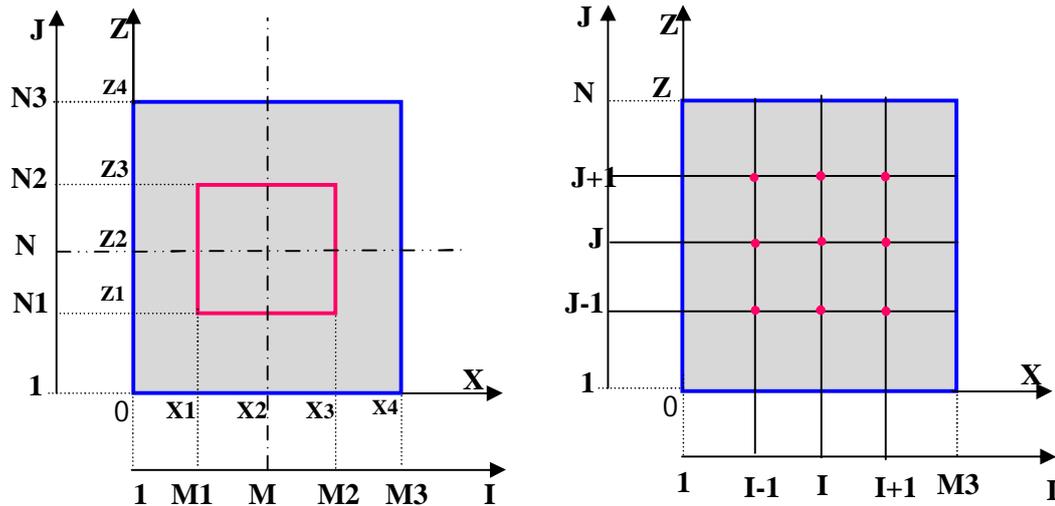


Figure II.11. Domaine de calcul [40].

II. 5.2.Procédure détaillée d'obtention de la solution

II.5.2.1.Le maillage

Afin de discrétiser l'équation de Reynolds, en décomposant le domaine d'intégration en un maillage de rectangles élémentaires et en plaçant des variables discrètes I et J au lieu de variables continues X et Z, est montrée dans la (Fig.II.11).

Il est possible de créer une image dans laquelle les dérivées première et seconde d'une équation dérivée partielle sont remplacées à l'aide de cette technique et d'étudier la solution numérique sur un ordinateur.

II.5.2.2.Discrétisation de l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies

Les différents termes de l'équation de Reynolds associés aux variables X et Z et correspondant aux indices de discrétisation respectifs I et J, en utilisant un schéma 2D aux différences finies centrées, sont représentés comme suit :

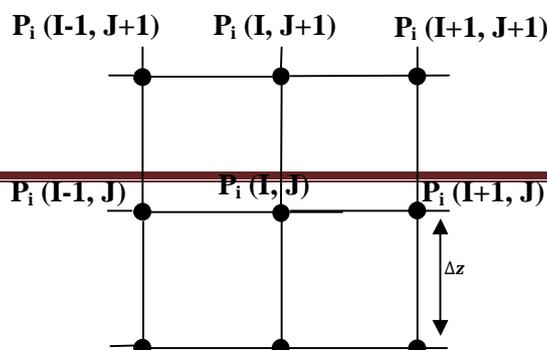


Figure II.12. Configuration d'un nœud du maillage du film développé [40].

La valeur de pression P au point de coordonnées I et J est fonction de la valeur de pression aux points situés à proximité de ce même point, en utilisant des développements de Taylor du premier et du deuxième ordre. On peut obtenir le calcul comme suit :

$$\frac{\partial P_i(I,J)}{\partial X} = \frac{P_i(I+1,J) - P_i(I-1,J)}{2 \Delta X} \quad (II.42)$$

$$\frac{\partial^2 P_i(I,J)}{\partial X^2} = \frac{P_i(I+1,J) - 2P_i(I,J) + P_i(I-1,J)}{\Delta X^2} \quad (II.43)$$

$$\frac{\partial P_i(I,J)}{\partial Z} = \frac{P_i(I,J+1) - P_i(I,J-1)}{2 \Delta Z} \quad (II.44)$$

$$\frac{\partial^2 P_i(I,J)}{\partial Z^2} = \frac{P_i(I,J+1) - 2P_i(I,J) + P_i(I,J-1)}{\Delta Z^2} \quad (II.45)$$

Les distances séparant deux points successifs respectivement selon X et selon Z sont les pas ΔX et ΔZ (Fig.II.12). En reportant ces expressions dans l'équation de Reynolds, on obtient au point I, J ce qui suit:

$$-2 \left(\frac{1}{\Delta X^2} + \frac{1}{\Delta Z^2} \right) P_i(I,J) + \left(P_i(I+1,J) + P_i(I-1,J) \right) + \frac{1}{\Delta Z^2} \left(P_i(I,J+1) + P_i(I,J-1) \right) - 12 \frac{\mu}{h_i^3} h_i \quad (II.46)$$

Donc on trouve :

$$P_i(I,J) = 12 \frac{\mu}{h_i^3} h_i + \left(P_i(I+1,J) + P_i(I-1,J) \right) + \frac{1}{\Delta Z^2} \left(P_i(I,J+1) + P_i(I,J-1) \right) \quad (II.47)$$

II. 5.2.3. Résolution numérique du système d'équations

Pour résoudre le système d'équations M3 N3, nous avons choisi la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficients de sur-relaxation.

Pour appliquer la méthode de Gauss-Seidel, nous écrivons les équations aux différences finies comme suit :

$$P_i(I,J)^{(K+1)} = (1 - \Omega) P_i(I,J)^{(K)} + \Omega [AR_i + AJ_i (P_i(I+1,J)^{(K+1)} + P_i(I-1,J)^{(K+1)}) + AI_i (P_i(I,J+1)^{(K+1)} + P_i(I,J-1)^{(K+1)})] \quad (II.48)$$

Ω : est le coefficient de sur-relaxation.

Par identification, on obtient les coefficients AR_i , AJ_i et AI_i pour les équations aux différences finies et K, le nombre d'itérations.

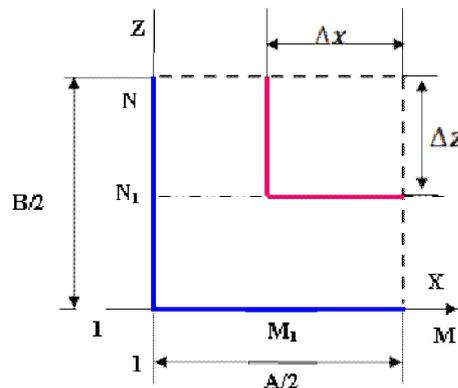


Figure II.13. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration [40].

On prend un quart de l'espace d'intégration. Pour faciliter le calcul et réduire les dimensions du programme, on prend un quart de l'espace d'intégration (Fig.II.13). Le maillage du domaine d'intégration a une symétrie autour des axes X et Z.

- Le long des axes X et Z, le nombre de nœuds du domaine est représenté respectivement par M et N.
- Le long des axes X et Z, le nombre de mailles du domaine d'alimentation (alvéole) est représenté respectivement par MP et NP.
- $M1 = M - MP + 1$, $M2 = M + MP - 1$ et $M3 = 2M - 1$;
- $N1 = N - NP + 1$, $N2 = N + NP - 1$ et $N3 = 2N - 1$;

On peut définir respectivement ΔX et ΔZ comme suit :

$$\bullet \quad \Delta X = \frac{A}{2KA(MP-1)} \quad \text{et} \quad \Delta Z = \frac{B}{2KB(NP-1)}$$

Où : $M=KA (MP-1) +1$, $N=KB (NP-1) +1$ et $KA=A/a$, $KB = B/b$.

Les applications suivantes sont incluses dans la méthode de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation :

- Choisissez d'abord l'ensemble des valeurs P(I,J) que l'on attribue à la variable P(I,J) correspondant aux nœuds de l'intérieur du domaine d'intégration.
- Aux frontières, les valeurs P (I, J) sont données par les conditions aux limites.

- Les valeurs $P(I,J)^0$ sont rapportées dans le deuxième membre de l'équation (II.45) pour $I = 2, M - 1$ et $J = 2, N - 1$, Obtenons les valeurs $P(I,J)^1$, La première itération correspond à l'exposant 1.
- Notre répétition de la même opération permet que les valeurs $P(I, J)^{(k)}$ et $P(I, J)^{(k+1)}$ à chaque nœud soient suffisamment voisines, et ainsi le système converge. Puis nous arrêtons le processus itératif :

$$\left(\frac{P_{i,j}^r - P_{i,j}^{r-1}}{100 P_{ri}} \right)_{\max} = \varepsilon \quad (II.49)$$

ε : exprime la marge d'erreur tolérée sur la pression, Où : $I=2, M-1$ et $J=2, N-1$.

II.5.3.Calcul des caractéristiques de performances

II. 5.3.1. Charge portante

La charge portante est donnée par l'intégrale du champ de pression le long de la surface de la butée hydrostatique.

$$W_{pi} = \int_s P_i ds = \int_{S_1} p_{ri} ds + 2 \int_{S_2} p_i ds \quad (II.50)$$

Où : S est la surface de contact, ds est l'élément d'aire.

II. 5.3.2.Débit de lubrifiant

II. 5.3.2.1.Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole

Pour les fluides incompressibles, nous utilisons le flux volumique, qui résulte de vectrices vitesses sur la surface perpendiculaire au film.

$$Q_s = Q_{xi}^+ + Q_{xi}^- + Q_{zi}^+ + Q_{zi}^- \quad (II.51)$$

Nous écrivons le débit sortant comme suit, en raison de la symétrie:

$$Q_s = 2(Q_{xi}^- + Q_{zi}^-) \quad (II.52)$$

•Sur l'axe des x

$$Q_{xi} = \int_0^B dz \int_0^{hi} u_{xi} dy \quad , \quad u_{xi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta P}{\delta x} (y - h_i) y \quad (II.53)$$

•Sur l'axe des z

$$Q_{zi} = \int_0^A dz \int_0^{hi} u_{zi} dy \quad , \quad u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta P}{\delta z} (y - h_i) y \quad (II.54)$$

Pour chaque butée hydrostatique (Fig .II.14) :

Les débits sortants sont Q_{xi}^- et Q_{zi}^- selon x et z respectivement, et les vitesses d'écoulement sont u_{xi} et u_{zi} selon x et y respectivement.

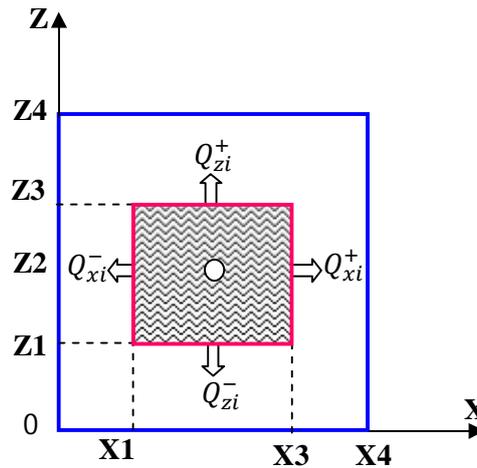


Figure II.14 :Débit sortant de l'alvéole [40]

II. 5.3.2.2.Débit de la variation du volume dans l'alvéole

Pour une butée à simple effet N°i, le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole est donné par:

$$Q_{xi}^- = S_a h_i \quad (II.55)$$

II. 5.3.2.3.Débit total

Pour un palier hydrostatique, le débit total nécessaire est le suivant:

$$Q_T = \sum_{i=1}^4 Q_{si} \quad (II.56)$$

$$Q_{si} = Q_{xi} + Q_{zi} + Q_{voli} \quad (II.57)$$

II.5.4.Dynamique de rotor

L'analyse détaillée du système rotor-palier nécessite de résoudre simultanément les équations de comportement hydrostatique et les équations de mouvement du rotor, pour chaque patin hydrostatique. C'est donc très compliqué pour cette raison.

Si nous supposons que le rotor est parfaitement rigide et qu'on le limite à de petits déplacements proches de la position d'équilibre statique définie, nous avons grandement simplifié cette investigation.

II. 5.4.1.Formulation du système d'équations

Calcul de la force transmise au bâti et l'amplitude des vibrations est nécessaire pour étudier le comportement dynamique linéaire du rotor. Où t exprime le temps. X, Y sont les positions \dot{X}, \dot{Y} les vitesses, tandis que les accélérations de l'arbre du palier \ddot{X}, \ddot{Y} est

connue. En résolvant l'équation de Reynolds (II.3), on détermine la force du film fluide sur l'arbre.

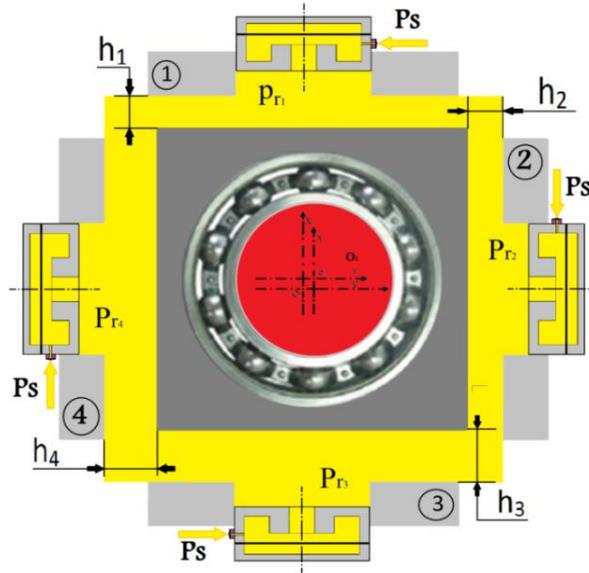


Figure II.15. Rotor relatif à un palier hydrostatique à quatre patins soumis à un balourd.

(O_j, \bar{X}, \bar{Y}) Repère galiléen.

O_j : Centre du palier.

O_b : Centre d'arbre.

(e_x, e_y) : Excentricité dynamique suivant (x, y)

Il est désormais possible de calculer X grâce au système d'équations (II.3).

$$\begin{cases} M\ddot{X} = F_x + Me_x \omega_e^2 \cos \omega t \\ M\ddot{Y} = F_y + Me_y \omega_e^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (II.58)$$

Où : Les actions de la couche d'huile sur l'arbre tournant le long des axes X et Y, nous les représentons respectivement par F_x et F_y .

M: est la masse d'arbre,

ω_e : est la fréquence d'excitation,

h_0 : représente l'épaisseur du film d'huile (en position centrée).

La somme des charges des paliers correspondant aux quatre butées à simple effet détermine la force transmise par le palier hydrostatique à quatre patins de longueur infinie.

En utilisant la méthode non linéaire, la force hydrostatique est déterminée comme suit:

$$\begin{cases} F_x = -K_{eqx}h_i - C_{eqx} \dot{h}_i \\ F_y = -K_{eqy}h_i - C_{eqy} \dot{h}_i \end{cases} \quad (II.59)$$

Où K_{eqx} et K_{eqy} , C_{eqx} et C_{eqy} représentent les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents dans les directions x et y.

$$\begin{cases} K_{eqx} = k_{p2} + K_{p4} = \\ K_{eqy} = k_{p1} + K_{p3} = \end{cases} ; \quad \begin{cases} C_{eqx} = C_{p2} + C_{p4} \\ C_{eqy} = C_{p1} + C_{p3} \end{cases} \quad (II.60)$$

Le taux d'amortissement ξ dans les directions x et y est exprimé comme suit :

$$\xi_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{K_{eqx}M}} , \quad \xi_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{K_{eqy}M}} \quad (II.61)$$

On peut donner La puissance transmise sous la forme :

$$F_T = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (II.62)$$

L'amplitude des vibrations A est donnée par la relation suivante :

$$A = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (II.63)$$

II.6.Conclusion

Dans ce chapitre, nous rappelons l'axe principal de l'étude que nous avons menée dans cette thèse, qui porte sur l'étude dynamique non linéaire d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par pression extérieure à travers des résistances hydrauliques de type membrane. Au début, nous avons préparé un modèle semi-analytique pour étudier les caractéristiques du palier basé sur la théorie non linéaire et pour connaître les effets du rapport de pression, de la viscosité, du balourd, de l'excentricité et de la vitesse de rotation sur le débit et les réponses au balourd et aux forces transmises.

Dans la deuxième étape, nous nous intéressons à l'amélioration des performances du palier. Dans ce cas, des modèles numériques sont utilisés pour des calculs tels que les champs de pression, les charges portantes des paliers et les débits.

Puis nous avons étudié la dynamique de ce rotor pour calculer l'amplitude des vibrations et les forces transmises au bâti et les vibrations.

Chapitre III:

Résultats ET Interprétations

III.1. Introduction

Dans le dernier chapitre, et le plus important, nous présentons les résultats obtenus à partir des deux approches précédentes, semi-analytiques et numériques, qui ont été développées dans le chapitre précédent et dans lesquelles nous avons détaillé les moyens mathématiques pour étudier et caractériser les performances du palier hydrostatique intelligent.

Afin d'étudier et de contrôler le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide par un palier hydrostatique, utilisé comme «**Hydrostatic Squeeze Film Damper**» composé de quatre patins hydrostatiques, alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane, les deux méthodes susmentionnées ont été soigneusement sélectionnées.

III.2. Approche Analytique

La méthode dans laquelle les équations du mouvement sont dérivées du principe fondamental de la dynamique est la méthode non linéaire. Il est possible de déterminer l'accélération en calculant les charges hydrostatiques appliquées à l'arbre.

Nous avons choisi un modèle de palier fluide à patin simple. Ce type de calculs de palier présente un comportement non linéaire, tandis que les forces générées par le fluide prennent une forme semi-analytique. À chaque itération, la force hydrostatique générée par le fluide sur l'arbre peut être calculée en intégrant le champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds modifiée sur la plage dynamique.

Dans cette étude, nous avons installé deux patins hydrostatiques longs alignés symétriquement et avons supposé que le modèle de colonne fût indéformable. L'ensemble arbre et palier est clairement illustré dans la (Fig.II.15), tout comme la géométrie du palier et la position de l'arbre.

III.2.1. Géométrie du palier

Les principaux paramètres du palier hydrostatique sont classés dans le tableau suivant :

Tableau III.1. Paramètres de simulation.

<i>Paramètres</i>	<i>SI</i>	<i>Paramètres</i>	<i>SI</i>
Longueur du palier : L	0.1524 [m]	Diamètre du capillaire : d_c	1E-3 [m]
Largeur du palier : B	0.0254 [m]	Diamètre du capillaire : l_c	58.0E-3[m]
Largeur d'alvéole : b	B/2 [m]	Rayon du seuil extérieur : r_1	2.0E-4 [m]
La masse de l'arbre : M	40 [kg]	Rayon du seuil intérieur : r_2	4.0E-4 [m]
Pression d'alimentation: Ps	15[bar]	Rayon de la membrane : r_3	12.0E-4 [m]

III.2.2. Configuration du calcul

Nous avons choisi le système mécanique et c'était le suivant :

- En supposant que l'arbre soit symétrique et solide.
- Dans un long palier hydrostatique à quatre patins, l'arbre est monté verticalement.
- On considère que la charge se compose d'un balourd dynamique et d'une charge statique.

III.2.3. Simulation numérique du calcul analytique

III.2.3.1. Organigramme

L'organigramme du calcul semi-analytique est présenté dans la (Fig.III.2). Nous avons étudié les performances en fonction de la vitesse d'un palier hydrostatique intelligent équipé de quatre patins identiques, alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane, en faisant varier les valeurs de la vitesse de rotation, du rapport de pression, de l'excentricité, de la viscosité, du balourd sur le débit, des réponses au balourd et des forces transmises. Avec la méthode d'intégration de Newmark, des calculs itératifs sont effectués dans le temps.

III.2.3.2. Méthode de Newmark

Grâce à un calcul temporel pas à pas, à l'aide de la méthode itérative de Newmark, les équations dynamiques du système de roulement d'arbre sont résolues et expliquées comme suit [40] :

$$\begin{cases} \dot{q}(t + \Delta t) = \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t \\ q(t + \Delta t) = q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0.5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t^2 \\ (q = (X, Y); \alpha = 0.25; \delta = 0.5) \end{cases} \quad (\text{III.1})$$

Les accélérations \ddot{X} et \ddot{Y} , les vitesses \dot{X} et \dot{Y} , les positions X et Y , de l'arbre dans le palier sont supposées connues à l'instant t . En résolvant l'équation de Reynolds modifiée, l'effort du film fluide sur l'arbre F_x, F_y est déterminée, puis b est calculé à partir du le système d'équations (II.61).

Le processus de calcul est repris (III.1). En effet, les valeurs sont maintenant connues :

$$X(t + \Delta t), Y(t + \Delta t), \dot{X}(t + \Delta t), \dot{Y}(t + \Delta t), \ddot{X}(t + \Delta t), \ddot{Y}(t + \Delta t).$$

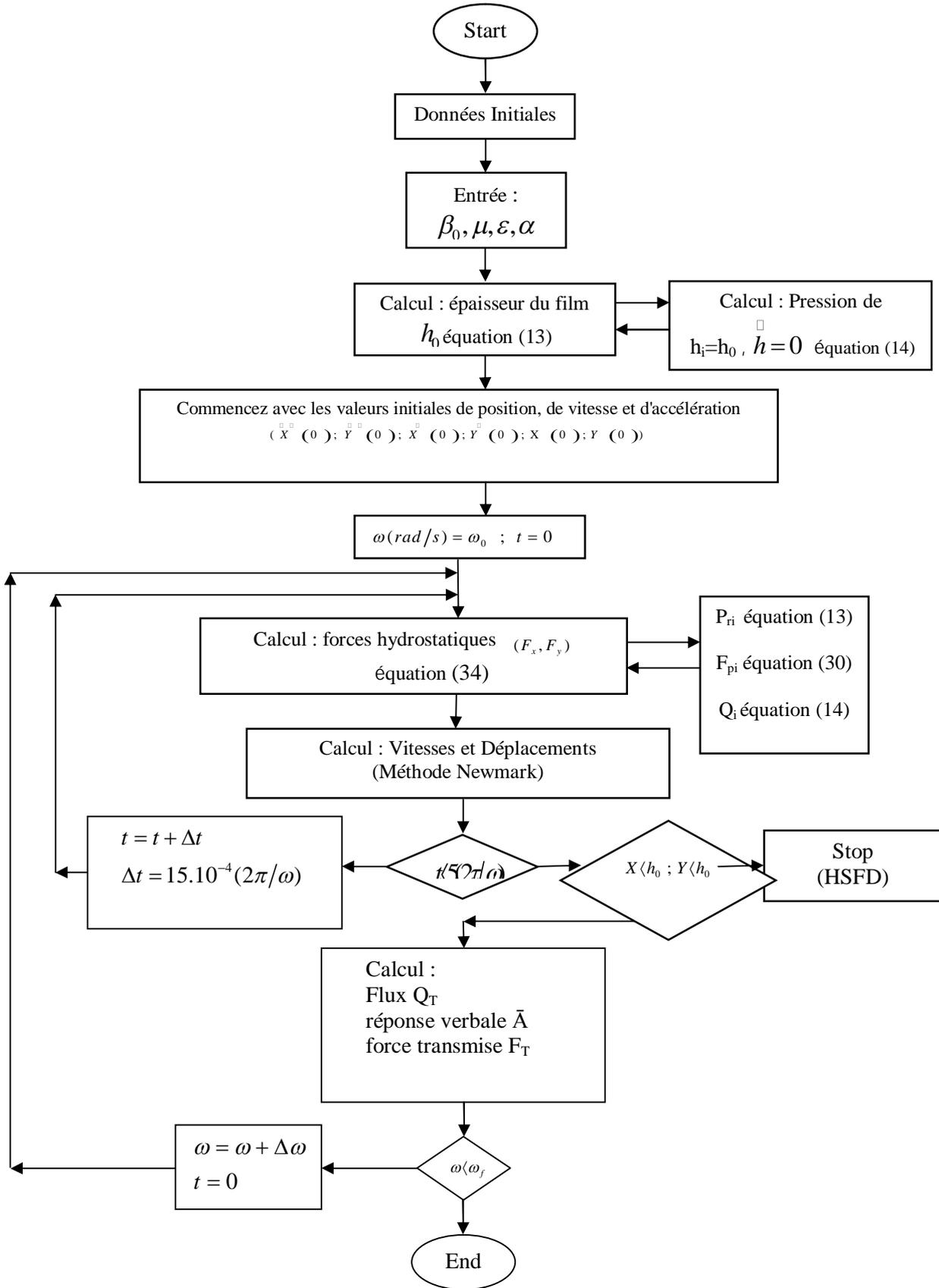


Figure .III.1. Organigramme de calcul.

III.2.4. Interprétation des résultats

III.2.4.1. Effets du rapport de pression

La figure III.3 illustre les effets de la vitesse de rotation et du rapport de pression (β) sur l'amplitude adimensionnelle, le débit transmis et les forces. Les simulations ont été réalisées pour une pression d'alimentation de 10 [bar], une viscosité dynamique de 0,0025 [Pa.s] et une excentricité dynamique de 0,2. Il ressort de l'analyse de la figure (a) que l'augmentation du rapport de pression entraîne une diminution de l'amplitude adimensionnelle des vibrations en raison de l'augmentation de la rigidité du film. Par ailleurs, les figures (b) et (c) montrent respectivement une diminution des forces transmises et du débit avec l'augmentation de ces mêmes paramètres.

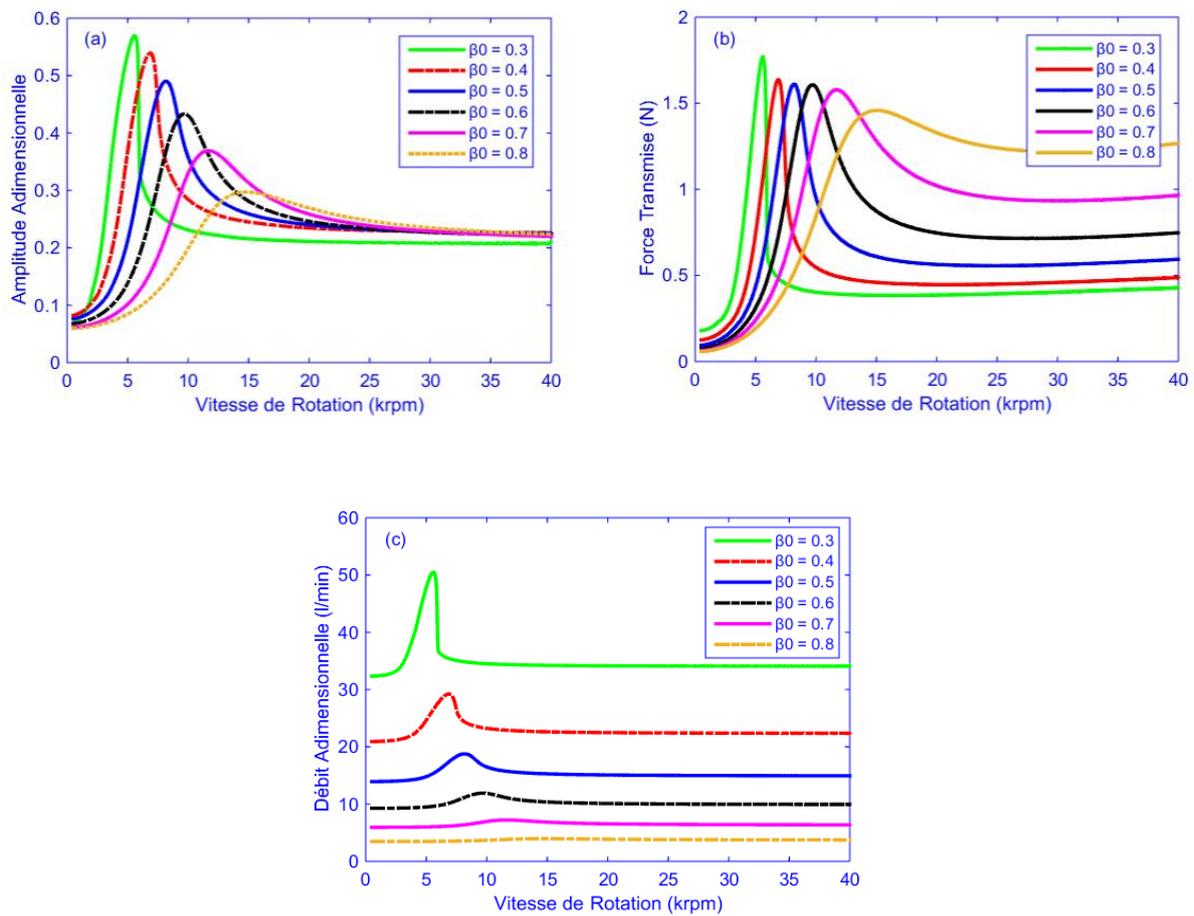


Figure III.2. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction du rapport de pression (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation.

III.2.4.2. Effets de l'excentricité du balourd

La figure III.4 présente l'effet de l'excentricité du balourd (ζ_b) et de la vitesse de rotation sur l'amplitude adimensionnelle des vibrations, le débit et la force transmise, pour une pression d'alimentation de 10 [bar], un rapport de pression $\beta = 0,5$ et une viscosité dynamique de 0,0025 [Pa.s]. L'augmentation de l'excentricité du balourd génère des forces d'inertie plus importantes, ce qui augmente l'amplitude des vibrations. Étant donné que les vibrations les plus fortes transfèrent plus d'énergie à la structure, les forces transmises à travers le système augmentent également. En outre, la figure (c) met en évidence une augmentation du débit, proportionnelle à la fois à l'excentricité et à la vitesse de rotation.

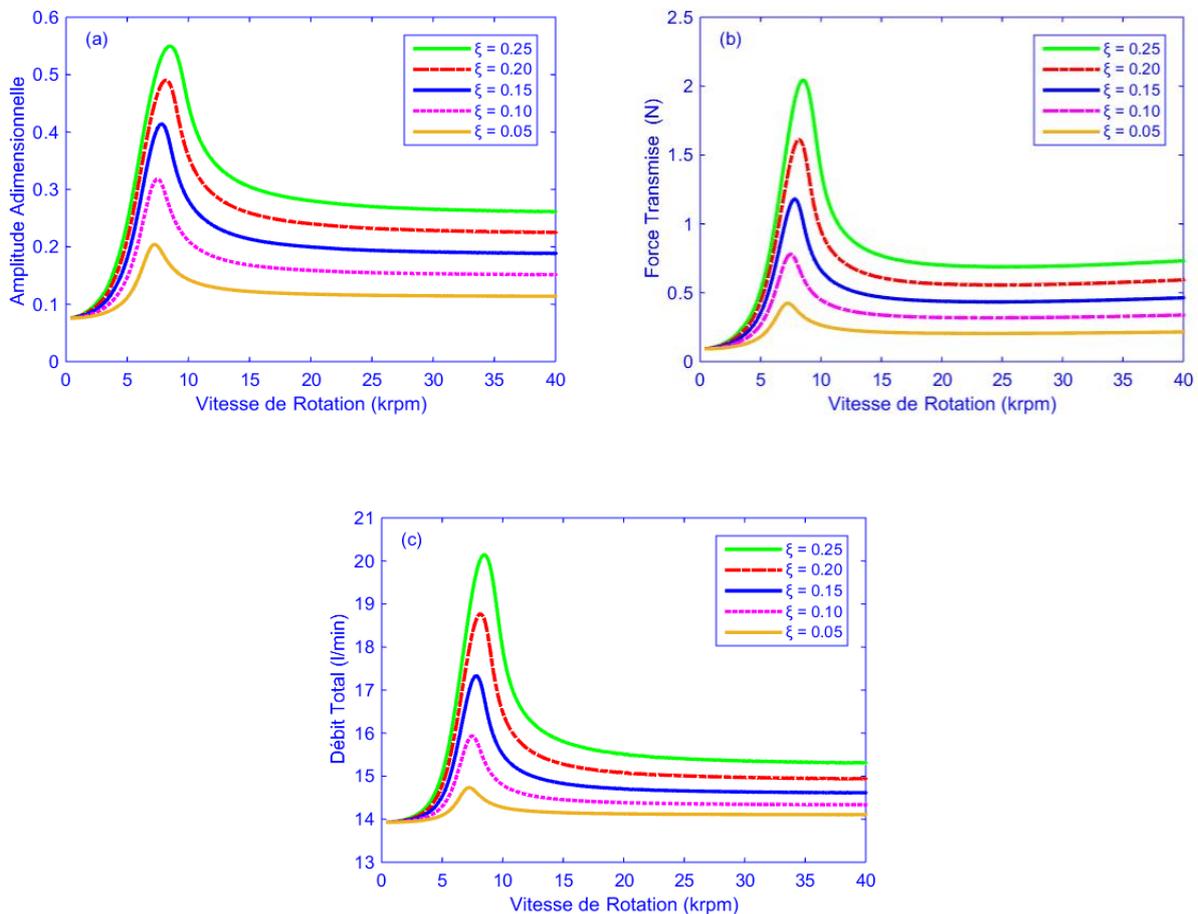


Figure III.3. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de l'excentricité du déséquilibre (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation.

III.2.4.3. Effets du coefficient de géométrie de la membrane

La figure III.5 illustre l'effet du coefficient géométrique de la membrane (α) et de la vitesse de rotation sur l'amplitude adimensionnelle des vibrations, le débit, et la force transmise. Les analyses ont été menées pour une pression d'alimentation de 10 [bar], un rapport de pression $\beta = 0,5$, une viscosité dynamique de 0,0025 [Pa.s], ainsi que les relations géométriques $r_2 = \alpha r_1$, $r_3 = \alpha r_2$. Les figures (b) et (c) mettent en évidence une proportionnalité directe entre le module géométrique de la membrane (α) et le débit, tandis qu'une proportionnalité inverse est observée avec la force transmise. Par ailleurs, les amplitudes adimensionnelles des vibrations présentent une diminution très légère, comme illustré dans la figure (a).

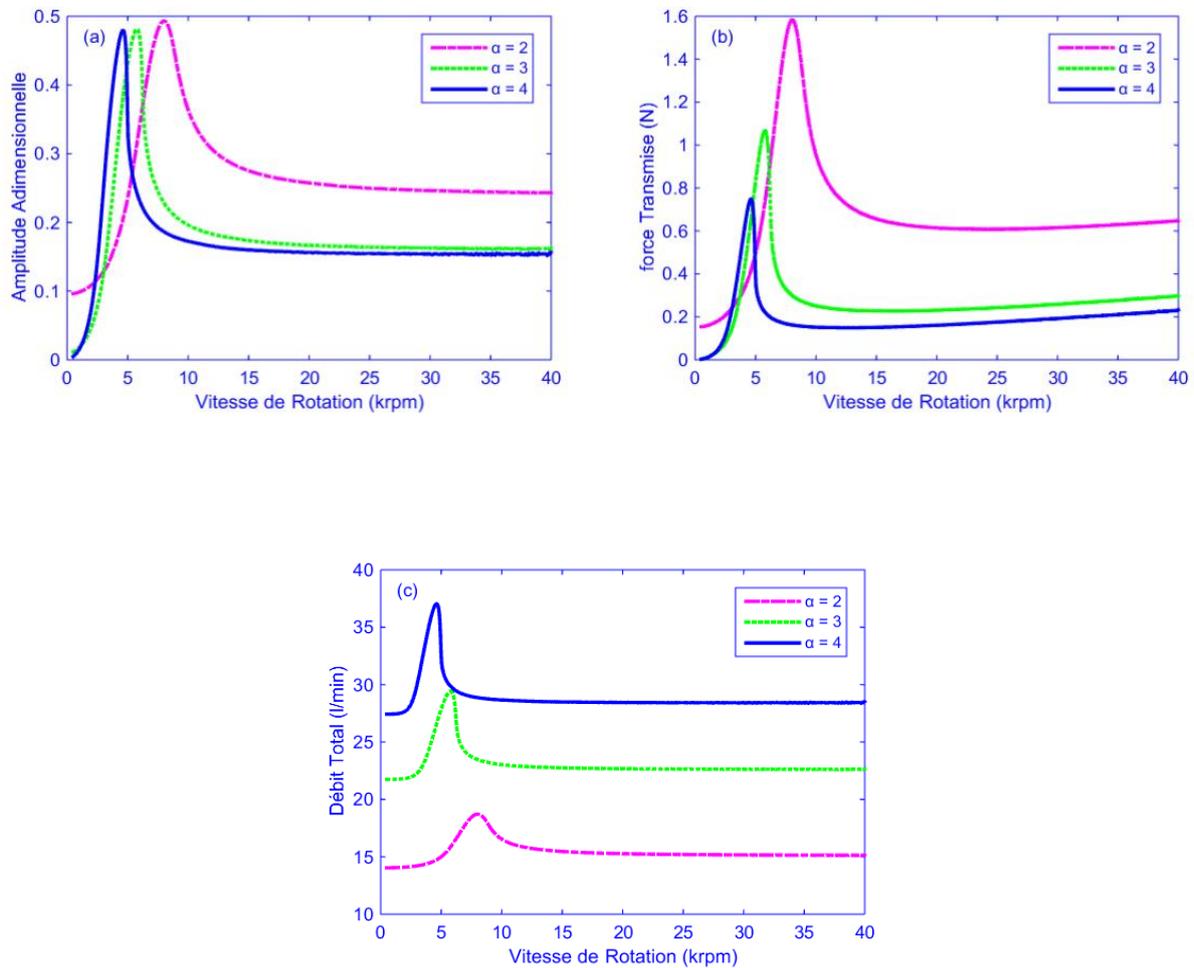


Figure III.4. Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction du coefficient de géométrie (a), la force transmise (b) et le débit (c) Selon la vitesse de rotation.

III.2.5. Comparaison des résistances hydrauliques capillaire et membranaire

La figure III.6 présente, sur un même graphique, la variance analytique de l'amplitude dimensionnelle des vibrations, de la force transmise et du débit en fonction de la vitesse de rotation. L'analyse des figures (a) et (b) révèle que les amplitudes de vibrations et les forces transmises sont significativement plus élevées dans les résultats obtenus avec le code semi-analytique pour une résistance de type capillaire, comparativement à ceux obtenus pour une résistance de type membrane. En revanche, comme le montre la figure (c), le débit est plus important pour le système utilisant une résistance de type membrane. Ces observations suggèrent que le système avec une résistance à membrane offre une meilleure stabilité globale.

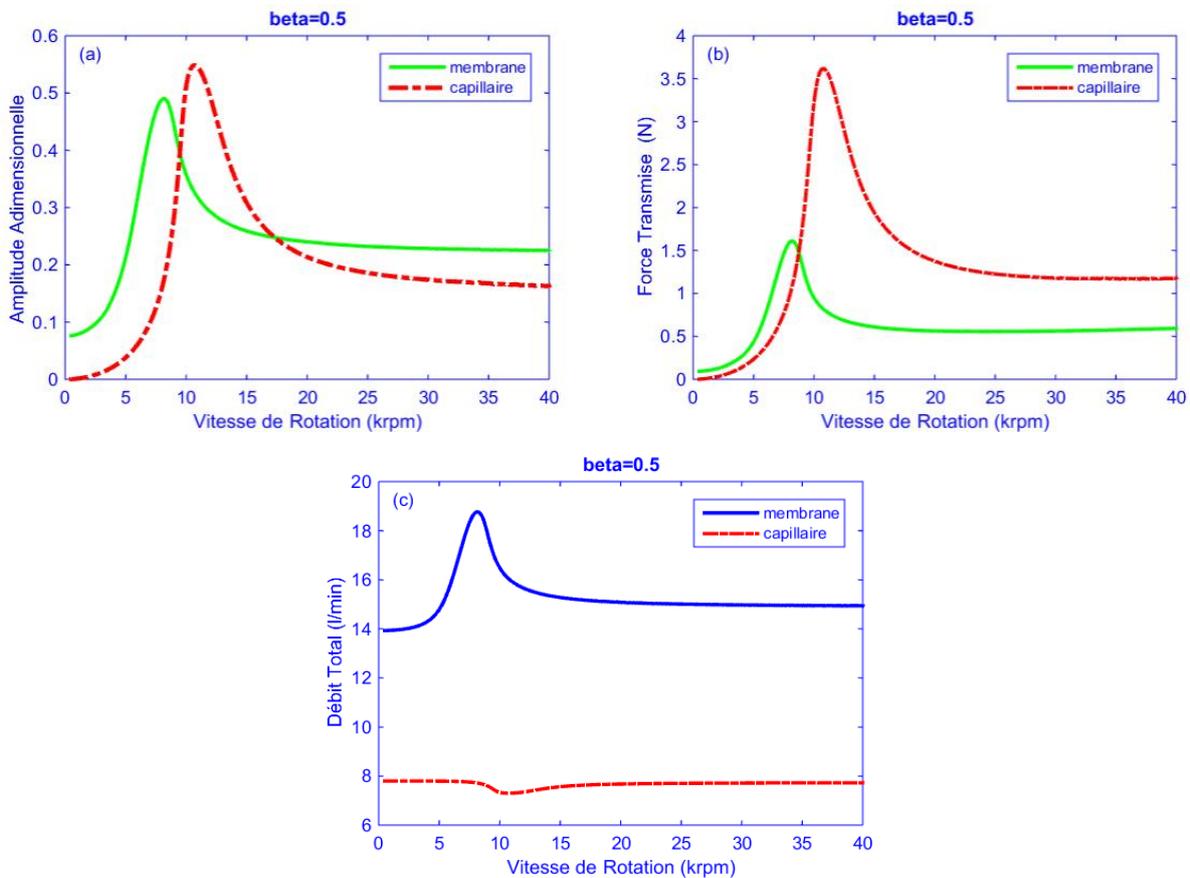


Figure III.5. Amplitude adimensionnelle de vibration (a), la force de transmission (b) le débit (c) selon la vitesse de rotation pour les résistances capillaire et membrane.

III.3.1. Approche Numérique

Cette section met en lumière les résultats obtenus concernant l'effet des paliers hydrostatiques alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide montée, soumise à un balourd comme excitation externe. Le calcul des forces hydrostatiques a été réalisé à l'aide d'un modèle numérique basé sur l'équation de Reynolds modifiée. Cette approche permet de déterminer les forces hydrostatiques de manière non linéaire.

III.3.2. Résultats & Interprétations

III.3.2.1. Débit adimensionnelle

L'effet du rapport de pression β_0 , du rapport d'excentricité, du paramètre géométrique de la membrane et de la viscosité sur le débit adimensionnel est illustré à la figure III.7.

Les observations montrent que le débit adimensionnel est inversement proportionnel au rapport de pression. Une augmentation de la pression dans l'alvéole entraîne une réduction de l'épaisseur du film, ce qui se traduit par une diminution du débit adimensionnel.

Les figures III.7(a) et III.7(b) présentent respectivement les effets du rapport de pression et du rapport d'excentricité sur le débit adimensionnel. La figure III.7(a) indique que le rapport d'excentricité n'a aucun impact significatif sur le débit adimensionnel, tandis que la figure III.7(b) montre que l'augmentation du rapport de pression diminue légèrement ce débit.

La figure III.7(c) illustre les effets combinés du rapport de pression et du coefficient géométrique de la membrane sur le débit adimensionnel, pour un rapport d'excentricité fixé à 0,2. Il est observé que l'augmentation du coefficient géométrique de la membrane entraîne une réduction du débit adimensionnel. Cependant, ce débit augmente lorsque le rapport de pression est inférieur à 0,8.

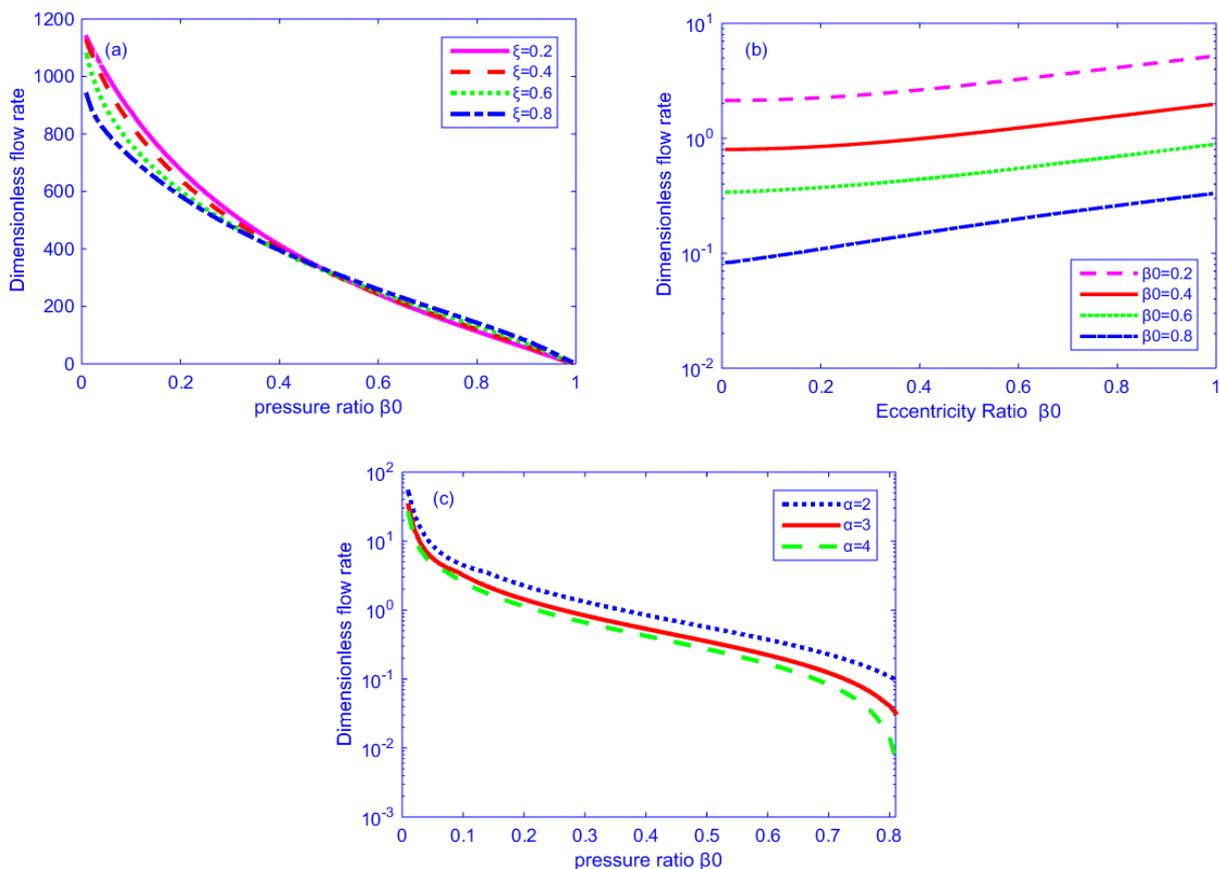


Figure III.6. Variations du débit adimensionnel en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie de la membrane.

III.3.2.2. Capacité de charge sans dimension

L'effet de l'excentricité et du rapport de pression sur la capacité de charge adimensionnelle est illustré dans la figure III.8.

Les figures III.8(a) et III.8(b) montrent les variations de la capacité de charge adimensionnelle en fonction du rapport d'excentricité et du rapport de pression, pour différentes valeurs de charge statique adimensionnelle, définie comme : $\overline{W}_0 = W_0 / (S_p P_s)$.

La charge statique adimensionnelle est directement proportionnelle au rapport d'excentricité et inversement proportionnelle au rapport de pression. L'augmentation de la charge statique est attribuée à une diminution du rapport de pression, elle-même liée à une diminution de l'épaisseur du film. Par ailleurs, il est important de noter que la valeur optimale du rapport de pression diminue de manière inversement proportionnelle à l'augmentation du rapport d'excentricité. La figure III.8(c) illustre les effets du coefficient de rapport des rayons de la membrane sur la charge statique adimensionnelle. Les résultats indiquent que le coefficient géométrique de la membrane n'a aucun impact significatif sur la charge statique adimensionnelle.

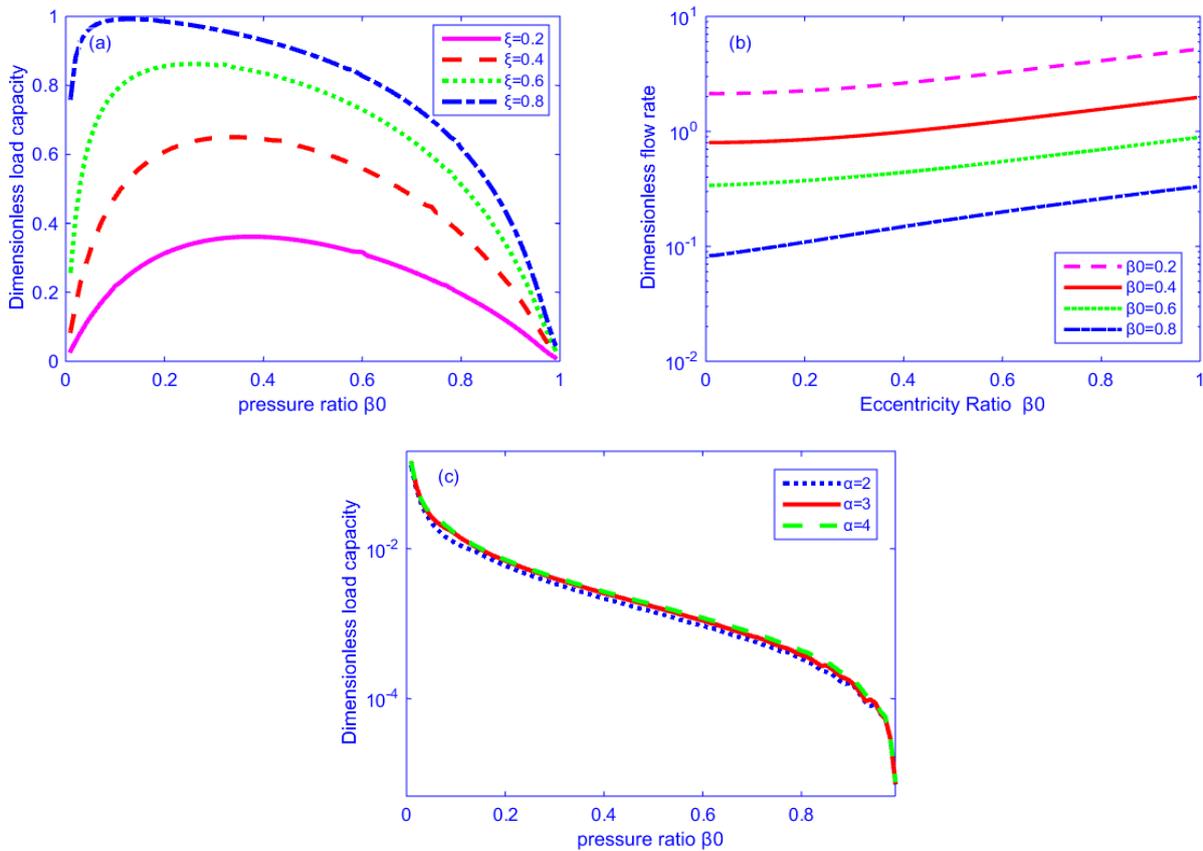


Figure III.7. Variations de la charge statique adimensionnelle en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie de la membrane.

III.3.2.3. Rigidité adimensionnelle

La figure III.9 illustre l'effet du rapport de pression et du rapport d'excentricité sur la rigidité adimensionnelle. Les figures III.9(a) et III.9(b) montrent que, pour des valeurs optimales de rigidité adimensionnelle, celle-ci diminue avec l'augmentation du rapport de pression. En revanche, la rigidité adimensionnelle augmente de manière proportionnelle à l'augmentation du rapport d'excentricité.

La figure III.9(c) met en évidence l'effet du rapport de pression sur la rigidité adimensionnelle pour un rapport de déflexion fixé à 0,2. Les résultats montrent que la rigidité adimensionnelle reste indépendante du coefficient géométrique de la membrane.

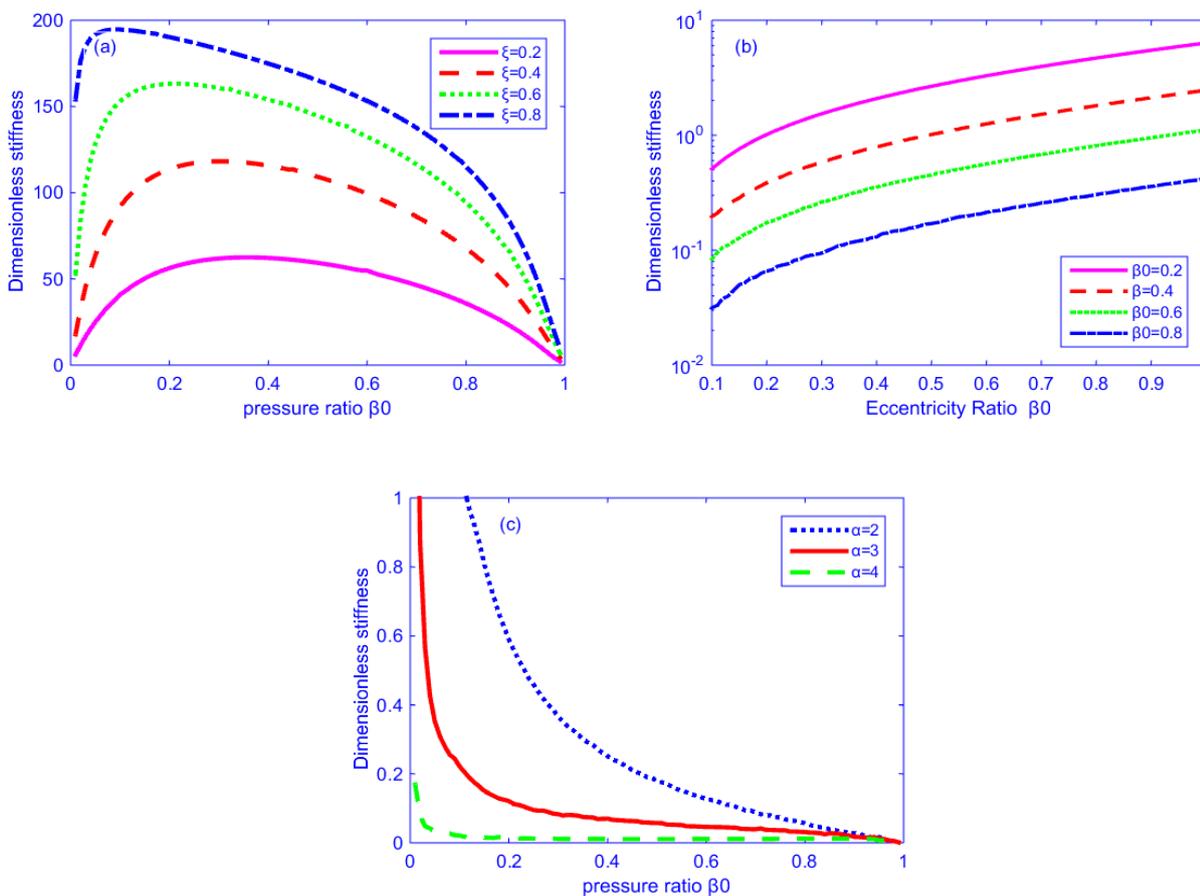


Figure III.8. Variations de la rigidité adimensionnelle en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie de la membrane.

III.3.2.4. Amortissement sans dimension.

Il est à noter dans la figure.III.10(a) que le rapport de pression n'a aucun effet sur l'amortissement adimensionnel. Par ailleurs, la figure III.10(b) montre clairement que l'amortissement adimensionnel augmente proportionnellement avec l'augmentation du rapport

d'excentricité. La dernière figure (c) présente l'effet du coefficient géométrique de la membrane sur l'amortissement adimensionnel pour un rapport d'excentricité fixé à 0,2. Les résultats indiquent que ce coefficient n'a aucune influence sur l'amortissement adimensionnel.

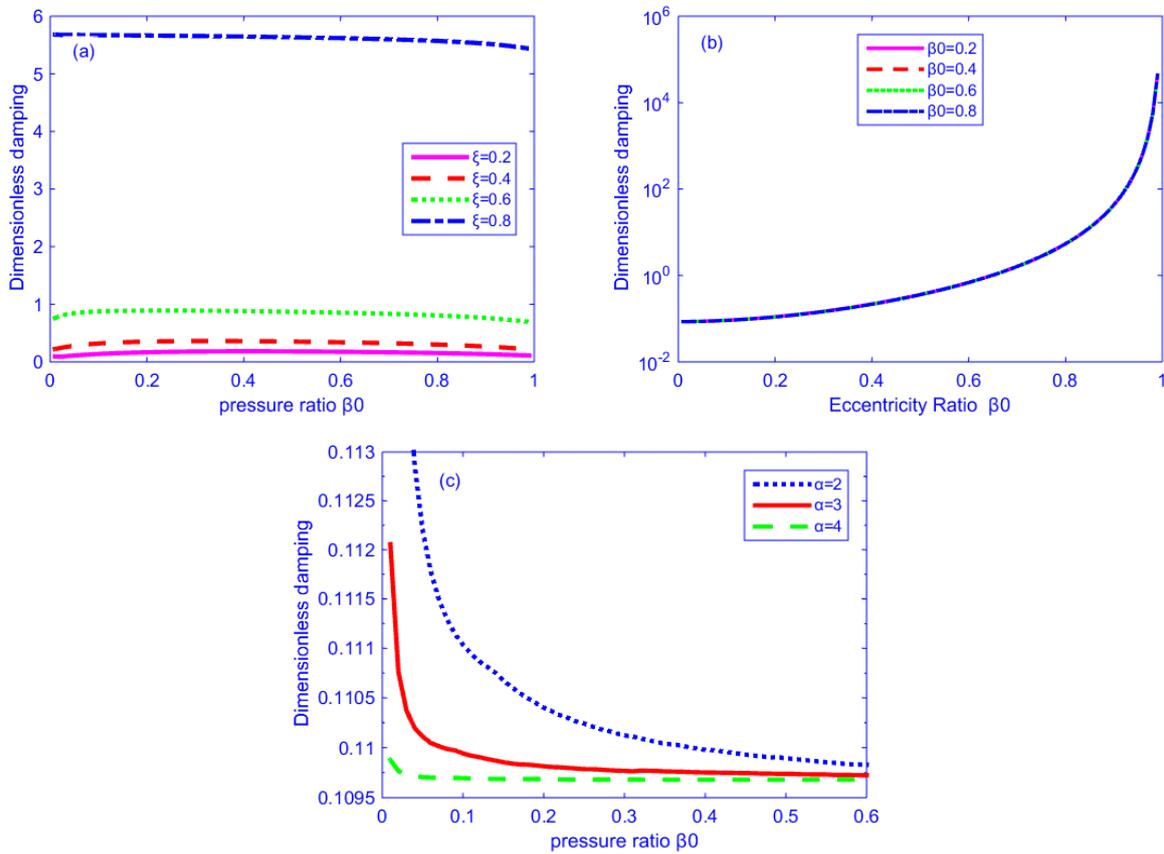


Figure III.9. Variations de l'amortissement adimensionnelle en fonction du rapport d'excentricité, rapport de pression concentrique β_0 , de la viscosité et du coefficient de la géométrie de la membrane.

III.3.3. Comparaison des résultats semi-analytiques et numériques

Après avoir présenté les résultats obtenus selon le modèle numérique et le modèle semi-analytique qui étudie l'effet de la résistance hydraulique Membrane sur les performances du HSFD. Nous concentrons notre objectif sur la vérification de la validité du modèle numérique, puisque ce dernier est basé sur la solution analytique obtenue pour HSFD.

La figure III.11 compare les résultats des modèles numérique et semi-analytique pour le calcul de l'épaisseur du film, avec un rapport de dimension de patin d'appui $A/B = 6$ et un rapport de dimension d'évidement $a/A = 1$ et $b/B = 0,5$ à un rapport d'excentricité de 0,2.

La figure III.11 montre l'évolution de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression concentrique, à l'état statique et par méthode semi-analytique, l'épaisseur du film h_0 selon la relation (II.32). Dans cette méthode, nous supposons que la Butée hydrostatique infiniment long dans une

direction, présente un écoulement très faible dans la direction OX et peut être négligé par rapport à l'écoulement dans la direction OZ.

Selon la méthode numérique, l'épaisseur du film h_0 a été déterminée en résolvant l'équation de continuité d'écoulement à partir d'un rapport de pression β_0 donné et en utilisant une méthode sécante itérative, et la pression a été déterminée à l'aide de la méthode sécante itérative en résolvant la relation (II.27) de conservation du débit volumique suivant:

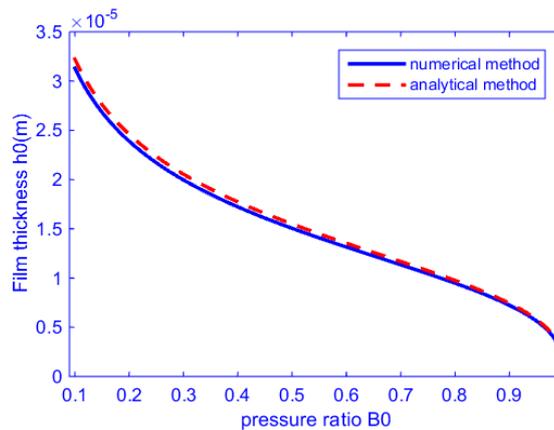


Figure.III.10. Comparaison des résultats numériques et semi-analytiques : épaisseur du film selon du rapport de pression concentrique et 0,2 d'excentricité.

Les résultats semi-analytiques obtenus dans cette étude montrent une forte concordance avec les résultats numériques, ce qui valide leur fiabilité et encourage leur adoption pour des analyses similaires.

III.4. Conclusion

Deux approches de calcul non linéaire ont été appliquées dans ce chapitre pour analyser l'effet de divers facteurs, notamment l'excentricité, la viscosité, le rapport de pression, le balourd et la vitesse de rotation, sur le débit, les forces transmises et les réponses dynamiques d'une ligne d'arbre rigide supportée par des paliers hydrostatiques à quatre patins. Ces paliers sont alimentés par des résistances hydrauliques de type membrane et lubrifiés par un fluide newtonien. La méthode de Newmark a permis, grâce à une approche temporelle pas à pas, de lancer un calcul non linéaire pour résoudre les équations dynamiques du système arbre-palier. Les forces hydrostatiques non linéaires générées par le fluide sur l'arbre ont été calculées à chaque itération. Ces forces ont également pu être obtenues par une résolution semi-analytique en intégrant le champ de pression déterminé à l'aide de l'équation de Reynolds modifiée, en suivant les principes de la théorie newtonienne de la lubrification.

Conclusion Générale

Et Perspectives

Conclusion Générale

Cette thèse de doctorat propose une analyse semi-analytique du comportement vibratoire d'un rotor vertical rigide équipé d'un nouvel amortisseur hydrostatique à film compressible, également appelé **Hydrostatic Squeeze Film Damper** (HSFD). Le palier étudié se compose de quatre patins hydrostatiques alimentés par des résistances de débit variables de type membrane à simple effet. L'équation de Reynolds, adaptée à ce contexte et basée sur la théorie newtonienne de la lubrification, a été résolue de manière semi-analytique. Parallèlement, une étude numérique a été menée pour analyser les performances dynamiques de ce palier et enrichir sa compréhension scientifique.

Dans une première partie, les effets des différents paramètres, tels que l'excentricité, le rapport de pression, le coefficient géométrique de la membrane et la vitesse de rotation, ont été étudiés sur les principales caractéristiques du palier hydrostatique. Les résultats montrent qu'à la vitesse critique, un rotor rigide lubrifié via des résistances à membrane présente une réduction des forces transmises, une atténuation de la réponse vibratoire et une meilleure stabilité par rapport à un rotor similaire alimenté par des résistances capillaires, comme démontré par les simulations.

Dans une seconde partie, les performances dynamiques d'un amortisseur **HSFD** à quatre patins compensés par des résistances à membrane ont été examinées. Une analyse numérique a été réalisée pour étudier les effets des rapports d'excentricité et de pression sur les propriétés dynamiques et statiques d'un système de palier hydrostatique. Ce système utilise des résistances hydrauliques variables de type membrane comme éléments de compensation. Les résultats numériques obtenus ont été comparés et validés par la solution semi-analytique décrite dans cette thèse, avant d'être discutés en détail. Ils indiquent que la diminution de l'épaisseur du film conduit à une augmentation du rapport d'excentricité, ce qui entraîne à son tour une augmentation de la raideur adimensionnelle K_{et} et de l'amortissement adimensionnel C . Ces conclusions pourraient offrir une base précieuse pour les concepteurs de paliers hydrostatiques, en facilitant leur utilisation comme dispositifs de contrôle actif des rotors.

Perspectives

Comme suite à cette étude sur le comportement dynamique d'une ligne d'arbre contrôlée par un palier hydrostatique de type HSFD alimenté par des résistances de débit variables à membrane à simple effet, des pistes de recherche supplémentaires peuvent être envisagées. Nous proposons notamment d'examiner les performances des paliers hydrostatiques lubrifiés à l'aide de résistances hydrauliques de type membrane à double action, en les comparant aux résistances à simple action.

De plus, des investigations futures porteront sur l'impact des résistances hydrauliques de type spool sur le comportement des paliers hydrostatiques, ouvrant ainsi de nouvelles perspectives pour l'amélioration des performances dynamiques de ces systèmes.

Références

1. Kechra A., Bouzidaine A. (2023). "Semi-analytical analysis of a rigid rotor mounted on four-pad hydrostatic squeeze film damper with single-action membrane-type restrictors". *Acta Mechanica et Automatica*. 17, 507–514. <https://doi.org/10.2478/ama-2023-0059>
2. Frêne J., Nicolas D., Degeurce B., Godet M., Berthe D.(1990). "Lubrification hydrodynamique, paliers et butées". EDN. Eyrolles, collection direction études et recherche d'EDF.
3. Dixit U.S., Hazarika M., Davim J.P. (2017). "A brief history of mechanical engineering". Springer International Publishing, Cham.
4. BENZAADA S., BOUZIANE M.T., BENZAADA M. (2013). *Liaisons Mécaniques, Tolérance Dimensionnelle Et Cotation Fonctionnelle*’. Editions Universitaires Européennes.
5. Harnoy A. (2003). "Bearing design in machinery: Engineering Tribology and Lubrication". Marcel dekker, new york.
6. Ten Bosch M. (1951). "Berechnung der maschinenelemente ". Springer.
7. Wensing J.A. (1998). "On the dynamics of ball bearings". Phd thesis, university of twente.
8. Zaretsky E.V. (2010). "Rolling bearing life prediction, theory and application". *Recent Developments in Wear Prevention, Friction and Lubrication*, 2010: 45-136.
9. Trout S. (2002). "Rare earth magnet industry in the usa current status and future trends". For the XVII rare earth magnet workshop, august 18-22, 2002, newark, de, usa.
10. DE Miras J. (2013). "Contribution à l'élimination du balourd pour une machine tournante à paliers magnétiques actifs par des techniques de commandes non linéaires". Hal archives.
11. Miras J.D. (2019). "Une broche à palier magnétique actif pour la validation de commandes non linéaires". PHD Thèses, Université Technologie Compiègne.
12. Yonnet J.P. (2019). "Etude des paliers magnétiques passifs". Hal Archives.
13. Delamare J., Faure F. (1998). "Les paliers magnétiques". Laboratoire Electrotechnique Grenoble.
14. Gao Q., Chen W., Lu L., Hu D., Cheng K. (2019). "Aerostatic bearings design and analysis with the application to precision engineering: state-of-the-art and future perspectives". *Tribology International*.135, 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.020>.
15. Rowe W.B. (2012). "Hydrostatic, aerostatic, and hybrid bearing design". Elsevier, Amsterdam.
16. Bouchehit B. (2017). "Etude dynamique d'un palier compliant lubrifié à l'aide de fluide

- réfrigérant". Hal Archives.
17. Wardle F. (2015). "Aerostatic bearings. In: ultra-precision bearings". Elsevier Pp. 227–306.
 18. Khonsari M.M., Booser E.R. (2008) "Applied tribology: bearing design and lubrication". Wiley, Chichester, England; hoboken, nj.
 19. Tiwari P., Kumar V. (2014). "Analysis of hydrodynamic journal bearing using cfd and fsi technique". International Journal of Engineering Research.
 20. Bannwart A.C., Cavalca K.L., Daniel G.B. (2010). "Hydrodynamic bearings modeling with alternate motion". Mechanics Research Communications vol. 37.
 21. Szeri A.Z. (2007). "Low friction composite film bearings". In: asme/stle international joint tribology conference, parts a and b. Pp. 215–217. Asmedc, San Diego, California, USA.
 22. Giraudeau C., Fillon M., Helene M., Beaurain J., Bouyer J. (2015). "Etude de paliers hydrodynamiques présentant de fortes discontinuités géométriques". 22ème congrès français de mécanique.
 23. Changhou L., Xing A., Jianfeng L.(1998). "Analysis and research on spiral oil wedge hydrodynamic bearing for precise machine tool spindles". International journal of machine tools and manufacture. 38, 197–203. [https://doi.org/10.1016/s0890-6955\(97\)00025-4](https://doi.org/10.1016/s0890-6955(97)00025-4)
 24. Henry Y. (2006). "Analyse expérimentale de l'effet de la texturation des patins sur le comportement des butées hydrodynamiques à géométrie fixe". PHD Thèse de Université Poitiers.
 25. Malik M., Jain S., Sinhasan R. (1982). "Design data for fixed-sector pad thrust bearings. Wear". 81, 221–234. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(82\)90272-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(82)90272-1)
 26. Taylor C.M., Dowson D. (1974). "Turbulent lubrication theory application to design". Journal of Lubrication Technology. 96, 36–46. <https://doi.org/10.1115/1.3451905>
 27. Yann H. (2013) "Paliers lisses - Butées hydrodynamiques à patins géométrie fixe et butées à patins oscillants fonctionnant". PHD Thèse École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et aéronautique - SIMMEA Poitiers.
 28. Dang P.V., Chatterton S., Pennacchi P. (2020). "Behavior of five-pad tilting-pad journal bearings with different pivot stiffness". Springer international publishing, cham.
 29. Gaines J. (2014). "Examining the impact of pad flexibility on the rotordynamic coefficients of rocker-pivot-pad tilting-pad journal bearings". M.S. thesis, texas a&m university, college station, tx.
 30. Ghosh M.K., Majumdar B.C., Sarangi M. (2014). "Fundamentals of fluid film lubrication". Copyright, by mcgraw-hill education.

31. Kaidi I., Kabouche A. (2018). "Analyse du défaut de balourd dans un palier hydrodynamique". *Rev. Sci. Technol., Synthèse* 36: 87-102.
32. Tao Y. (2012). "A novel computational model for tilting pad journal bearings". PHD Thesis Texas A&M University.
33. Rehman W.U., Wang X., Cheng Y., Chen Y., Shahzad H., Chai H., Abbas K., Ullah Z., Kanwal M. (2021). "Model-based design approach to improve performance characteristics of hydrostatic bearing using multivariable optimization". *Mathematics*. 9, 388. <https://doi.org/10.3390/math9040388>
34. Jeon S.Y., Kim K.H. (2004). "A fluid film model for finite element analysis of structures with linear hydrostatic bearings". *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part c: journal of mechanical engineering science*. 218, 309–316. <https://doi.org/10.1243/095440604322900435>
35. Dzodzo M., Braun M.J., Hendricks R.C. (1996). "Pressure and flow characteristics in a shallow hydrostatic pocket with rounded pocket/land joints". *Tribology international* volume 29 number 1.
36. Van Beck A., Segalt A. (1997). "Numerical solution for tilted drostatic multi-pad thrust arings of finite leng". *Tribology International* volume 30 number 1.
37. Belgacem S. (2019). "Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides". PHD Thèse Université Ibn Khaldoun Tiaret.
38. Jimin, X. (2020) "An Overview of Bearing Candidat For the Next Generation of Reusable Liquid Rocket Turbopumps". *Chinese journal of mechanical engineering*.
39. Xu J., Li C., Miao X., Zhang C., Yuan X. (2020). "An overview of bearing candidates for the next generation of reusable liquid rocket turbopumps". *Chin. J. Mech. Eng.* 33, 26. <https://doi.org/10.1186/s10033-020-00442-6>
40. Bouzidane A. (2007). "Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors". PHD Thèse Université Québec.
41. Sharma S.C, Jain S.C., Bharuka D.K. (2002). "Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing". *Tribology international*. 35, 347–356. [https://doi.org/10.1016/s0301-679x\(02\)00013-0](https://doi.org/10.1016/s0301-679x(02)00013-0)
42. Bouzidane A., Thomas M. (2013). "Nonlinear dynamic behavior of a flexible shaft supported by smart hydrostatic squeeze film dampers". *Journal of tribology*. 135, 031701. <https://doi.org/10.1115/1.4023805>
43. San Andrés L., Koo B. , Sung-Hwa J. (2018). "Experimental force coefficients for two

- sealed ends squeeze film dampers (piston rings and o-rings): an assessment of their similarities and differences". ASME.
44. Jawaid I.I-H, Njuki W.M. (2006). "Transitions to chaos in squeeze-film dampers". *Communications in nonlinear science and numerical simulation*. 11, 721–744. <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2004.12.003>
 45. Luis S.A. (2013). "Squeeze film dampers". In: *encyclopedia of tribology*. Pp. 2971–2977. Springer us, boston, ma.
 46. Tang Z., Li S. (2014). "A review of recent developments of friction modifiers for liquid lubricants (2007–present)". *Current opinion in solid state and materials science*. 18, 119–139. <https://doi.org/10.1016/j.cossms.2014.02.002>
 47. Sliney E.(1993). "Solid lubricants". *Metals handbook, friction, lubrication, and wear technology*, asm international, 18.
 48. Dubey M.K., Bijwe J., Ramakumar S. (2013). "PTFE based nano-lubricants". *Wear*. 306, 80–88. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.06.020>
 49. Rao S., Sandeep M. , Kumaraswami R., Shraavan A. (2013). "A critical review on solid lubricants". *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*.
 50. Abdelhak L. (2012). "Etude comparative des proprietes des huiles vegetales, minerales et synthetiques". Thèse de doctorat . Université de Batna.
 51. Fernandez I., Ortiz A., Delgado F., Renedo C., Perez S. (2013). "Comparative évaluation of alternative fluids for power transformers". *Electric power systems research*. 98, 58–69. <https://doi.org/10.1016/j.epsr.2013.01.007>
 52. Aluyor E.O., Ori-jesu M. (2009). "Biodegradation of mineral oils – a review". *African Journal of Biotechnology* Vol. 8 (6), pp. 915-920, 20 March.
 53. Ciornei F.C, Alaci S., Amarandei D., Irimescu L., Romanu I.C., Acsinte L.I. (2017). "Method and device for measurement of dynamic viscosity". *Iop conf. Ser.: mater. Sci. Eng.* 174, 012041. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/174/1/012041>
 54. Kassi K.S., Fofana I., Volat B.C., Farinas M.I., Meghnefi F. (2015). "Impact du vieillissement des huiles minérales des transformateurs de puissance sur leur capacité de refroidissement". XIIème colloque interuniversitaire franco-québécois sur la thermique des systèmes. Sherbrooke Québec.
 55. Sofiane M.C. (2020). "lubrification, huile de coupe, graissage". ISTA Constantine.
 56. Ghasemi E., Mirhabibi A., Edrissi M. (2008). "Synthesis and rheological properties of an iron oxide ferrofluid". *Journal of magnetism and magnetic materials*. 320, 2635–2639.(2008). <https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2008.05.036>

57. Benariba, A., Bouzidane A., Thomas M., Guilbault R. (2018). "Numerical analysis of a rigid rotor mounted on four-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with micropolar lubricant". *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part j: journal of engineering tribology*. 232, 513–524. <https://doi.org/10.1177/1350650117721119>
58. Gammoudi I. (2012). "Biocapteur à base de bactéries pour le contrôle environnemental". PHD these université Bordeaux 1.
59. Zahloul H., Bouzidane A., Bonneau O. (2004). "Static characteristics of a rectangular four-pad hydrostatic thrust bearing". In *international mechanical engineering conference*. Kuwait pp. 460-71.
60. Bouzidane A., Thomas M. (2008). "An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration". *Computers & structures*. 86, 463–472. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2007.02.006>
61. Taylor, C.M. (1969). "Turbulent lubrication theory applied to fluid film bearing design". *Proceedings of the institution of mechanical engineers, conference proceedings*. 184, 40–47. https://doi.org/10.1243/pime_conf_1969_184_368_02
62. Aboshighiba H., Ahmed Bouzidane A., Thomas M., Ghezali F., Nemchi A., Abed A. (2017). "Pressure distribution in orifice-compensated turbulent hydrostatic bearing with fluid inertia effects using numerical simulations via navier-stokes". *Tribology - materials, surfaces & interfaces*. 11, 19–29. <https://doi.org/10.1080/17515831.2017.1288396>
63. Neale M.J. (1993). "Bearings". *A tribology handbook*.
64. Zidaine A. (2000). "Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins". PHD thèses Uni Chlef. <http://dspace.univ-chlef.dz/handle/123456789/540>.
65. Kang Y., Chen C.H., Lee H.H., Hung Y.H., Hsiao S.T. (2011). "Design for static stiffness of hydrostatic bearings: single-action variable compensations". *Industrial lubrication and tribology*. 63, 103–118.