

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Modélisation et Simulation en Génie Mécanique

THÈME

**Etude du comportement dynamique d'une ligne
d'arbre rigide montée sur des paliers fluides à
patins hydrostatique intelligent**

**Préparé par : Mr Guesmia Khaled
Mr Azouz abbad**

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
Mr : OTHMANI HOUAR	MCA	UIK Tiaret	Président
Mr : HAMMOU MOHAMED	MAB	UIK Tiaret	Examineur
Mr : BOUZIDANE AHMED	PR	UIK Tiaret	Encadreur

PROMOTION 2016 /2017

REMERCIEMENTS

Le présent travail a été réalisé sous la direction de monsieur Professeur Ahmed BOUZIDANE au niveau du département Génie Mécanique de l'Université D'IBN KHALDOUN - TIARET.

Nous remercions avant tous DIEU LE TOUT PUISSANT qui nous a donné le courage, la volonté et la patience d'arriver au terme de ce travail.

Nos vifs remerciements à notre encadreur M. BOUZIDANE Ahmed et M. BENADDA Mohamed pour leurs conseils, leurs encouragements, et aussi pour leur disponibilité. Nous remercions également les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

Nos remerciements vont également à tous les responsables, les enseignants de département de génie mécanique qui ont contribué à notre formation.

Enfin, nous remercions tous ceux et celles qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

*Après avoir rendu grâce à DIEU LE TOUT
PUISSANT,*

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes chers parents Que dieu leur procure bonne santé
et longue vie.*

Et Mon petite famille

Toute la famille GUESMIA

Mes promotionnaires

Ainsi qu'à tous ceux qui me sont chers.

Dédicace

A mon père, et Ma très chère mère

Pour leurs soutien et encouragements.

A mes proches et toutes mes familles AZOUZ.

*À mes adorables frères, mes sœur pour leur
Patience.*

A mes amis et tous les gens qui m'aiment.

A tous ceux qui sont proches de mon cœur

Et dont je n'ai pas cité le nom.

Je dédie ce modeste travail

Résumé

Une étude numérique basée sur la théorie linéaire est présentée dans cette mémoire du fin d'étudier l'effet de l'utilisation d'un fluide appliquées à un palier hydrostatique intelligent. Les caractéristiques statiques et dynamiques ont été étudiées en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression et du rapport des dimensions du patin. Une étude sur l'amplitude de vibration et les forces transmises d'un rotor rigide supporté par le palier hydrostatique étudié a été aussi présentée. Le palier intelligent est composé de trois patins hydrostatiques identiques. Chaque patin est alimenté par un fluide. Les résultats numériques ont montré que les caractéristiques statiques et dynamiques peuvent être considérablement modifiées par l'application du champ électrique. L'utilisation de ce type de palier intelligent a montré que les vibrations et les forces transmises d'un rotor rigide peuvent être réduites en appliquant un champ électrique surtout lors de passage des vitesses critiques.

Abstract

A numerical study based on linear theory is presented in this memory of the end of studying the effect of the use of a fluid applied to an intelligent hydrostatic bearing. The static and Dynamics characteristics were studied as a function of the electric field for different values of the pressure ratio and the ratio of the pad dimensions. A study on the vibration amplitude and the transmitted forces of a rigid rotor supported by the hydrostatic bearing studied was also presented. The intelligent bearing is composed of three identical hydrostatic pads. Each pad is supplied with fluid. The numerical results showed that the static and dynamic characteristics can be considerably modified by the application of the electric field. The use of this type of intelligent bearing has shown that the vibrations and the transmitted forces of a rigid rotor can be reduced by applying an electric field es

ملخص

في هذه الأطروحة، تم عرض دراسة رقمية تعتمد على النظرية الخطية لدراسة تأثير استعمال السوائل مطبقة على حوامل هيدروستاتيكية. الخصائص الستاتيكية و الديناميكية درست بدلالة الحقل الكهربائي لقيم مختلفة من معامل الضغط و معامل أبعاد الحامل. إضافة إلى ذلك، تم تقديم دراسة عن سعة الاهتزاز و القوة المرسلّة إلى الحامل. الحامل الذكيّ مكوّن من ثلاث مساند هيدروستاتيكية متطابقة. كلّ مسند يتمّ تغذيته بسائل ذكي . النتائج أظهرت أنّ الخصائص الستاتيكية و الديناميكية يمكن أنّ تتأثّر بشكل كبير بتطبيق الحقل الكهربائي. كما أظهر استعمال هذا النوع من الحوامل الذكيّة أنّ الاهتزازات و القوة المرسلّة إلى المسند يمكنها أن تنخفض بسبب تطبيق الحقل الكهربائي، خاصّة عند المرور بسرعات دوران حرجة.

pecially when passing critical speeds.

Table des matières

Introduction générale

CHAPITRE I : Étude bibliographique	4
Introduction.....	4
1.2. Dynamique des rotors :	4
1.2.1. Classifications des rotors :	5
1.3. Les différents types des paliers	5
1.3.1. Paliers hydrodynamiques	5
1.3.2. Palier à roulement	6
1.3.3. Paliers magnétiques	6
1.3.4. Paliers aérodynamiques	7
1.3.5. Paliers aérostatiques.....	8
1.3.6. Paliers hydrostatiques	9
1.4. Principes de la lubrification hydrostatique	10
1.5. Les lubrifiants	12
1.5.1. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques	13
1.6. Les fluides rhéologiques intelligents	13
1.6.1 Introduction	13
1.6.2. Fluide électro-rhéologique, FER	14
1.6.3. Fluide magnéto-rhéologique, FMR	14
1.6.4. Ferro fluide	15
CHAPITRE II : ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UNE LIGNE D'ARBRE RIGIDE.	17
2.1. Introduction	17
2.2. Le palier hydrostatique à trois patins	17
2.2.1. Comportement dynamique du palier	18
2.2.2. Caractéristiques dynamiques	18
2.2.2.1. Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet	19

2.2.2.2. Coefficients dynamiques équivalents	21
2.3.Modèle mathématique du rotor.....	21
2.3.1. Système d'équations	22
CHAPITR III : RESULTATS ET INTERPRETATIONS.	26
3.1. Introduction.....	26
3.2. Organigrammes de calcul	27
3.3. Modèle de simulation du rotor.	29
3.3.1. Analyse de vibration de rotor	30
3.4. Résultats et interprétations	30
3.4.1. Comparaison des amplitudes	30
3.4.2. Comparaison des réponses vibratoires	33
CONCLUSION GENERALE	
Bibliographies	
Webographies	
RÉSUMÉ	

Liste des figures

Figure 1.1 : Exemple des rotors.....	4
Figure 1.2 : Paliers hydrodynamiques.....	5
Figure 1.3 : Palier à roulement.....	6
Figure 1.4 : Paliers magnétiques.....	7
Figure 1.5 : Palier aérodynamique.....	8
Figure 1.6 : Paliers aérostatiques.....	9
Figure 1.7 : Paliers hydrostatiques.....	9
Figure 1.8 : description d'une buté hydrostatique.....	10
Figure 1.9 : L'alimentation à débit constant.....	11
Figure 1.10 : L'alimentation à pression constante.....	11
Figure 1.11 : Principe de fonctionnement hydrostatique du palier.....	12
Figure 1.8 : Fluide rhéologique et fluide newtonien.....	14
Figure 1.9 : Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique.....	14
Figure 1.10 : Fluide avec des particules à dipôle magnétique.....	15
Figure 1.12 : Un Ferro fluide.....	16
Figure 2.1. Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électro Rhéologiques.....	17
Figure 2.2. Coefficients dynamiques linéaires du palier.....	18
Figure 2.3. Schéma de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique.....	19
Figure 2.3. Jeffcott modèle d'un rotor (a) et son modèle simplifié avec ressorts et amortisseurs.....	21
Figure 2.4. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.....	23

Figure 3.1. Organigramme de calcul de l'amplitude de vibrations et la force transmise.....	27
Figure 3.2. Organigramme de calcul de la réponse vibratoire et la force transmis.....	28
Figure 3.3. Modèle de simulation sous Simulink.	29
Figure 3.4. Schéma de résolution du system rotor sous Simulink	29
Figure 3.5. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.	30
Figure 3.6. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour deux valeurs du champ électrique	31
Figure 3.7. Amplitude de Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.....	31
Figure 3.8. Amplitude de Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour deux valeurs du champ électrique.	32
Figure 3.9. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/m}$	33
Figure 3.10. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=3\text{kv/mm}$	34
Figure 3.11. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$	34
Figure 3.12. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$	35
Figure 3.13. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=3\text{kv/mm}$...	35
Figure 3.14. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$	36

NOMENCLATURE

[C]	Matrice d'amortissement [Ns/m]
C	Centre de masse
c	Amortissement [Ns/m]
d	Distance de balourd du centre géométrique de l'arbre, diamètre [m]
E	Module d'élasticité [N/m ²]
F	Force [N]
{f}	vecteur forces extérieur
G	Module de cisaillement [N/m ²]
h	épaisseur [m]
I	Moment d'inertie [m ⁴]
I ₀	Moment d'inertie transverse de l'arbre [m ⁴]
I _p , J	Moment d'inertie polaire [m ⁴]
I _{dx} , I _{dy} et I _{dz}	Moments d'inertie suivant x, y et z [Kg.m ²]
[K]	Matrice de rigidité [N/m]
k	Rigidité [N/m]
L	Longueur de l'arbre [m]
[M]	Matrice de masse [kg]
M	Masse [kg]
N _i (y)	Fonction de forme
N	Vitesse de rotation [rpm]
n	Nombre de degrés de liberté
Ps	pression d'alimentation [bar]
Pr	pression dans l'alvéole [bar]
R(x, y, z)	Repère lié au disque
R ₀ (X, Y, Z)	Repère fixe
S	Section [m ²]
T	Energie cinétique [J]
t	Temps [s]
U	Energie de déformation [J]

u	Déplacement nodal suivant x [m]
w	Déplacement nodal suivant z [m]
$[Z]$	matrice de rigidité apparente
Ω	Pulsation propre [tr/min]
δW	Travail virtuel [N.m]
δ	Vecteur des déplacements nodaux
ε	Déformation
θ, ψ	Déplacements angulaires [°]
ν	Coefficient de Poisson
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
η	Viscosité dynamique [Pa.s]
σ	Contrainte [N/m ²]
τ	Volume [m ³]
ω	Vecteur de rotation [rad/s]
ϕ	Amplitude [m]
a	Arbre
b	Balourd
d	Disque
e	Elément
DDLs	Nombre de degrés de liberté

Introduction Générale

Introduction générale

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

L'objet de ce travail est d'étudier le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluide des a patins hydrostatique intelligents duquel l'influence de la variation de la viscosité du fluide lubrifiant dans le palier hydrostatique est abordée. La structure du travail est constituée en trois parties :

- le premier chapitre, nous commençons par une étude bibliographique concernant la dynamique des rotors et leur lubrification et les études faites pour le calcul de leurs caractéristiques avec des généralités sur les fluides intelligent.
- Au deuxième chapitre, nous présentons un modèle Mathématique dans le but de simuler le comportement vibratoire de rotor et de déterminer l'influence des charges due au balourd ainsi que les effets de la variation de champ électrique sur ce comportement.
- Dans le chapitre 3, nous présentons les résultats et les interprétations concernant l'influence du champ électrique sur les vibrations de rotor. Pour cela, un modèle numérique a été élaboré. Ce model nous a permis de développer un programme de calcul écrit en MATLAB SIMULINK, afin d'étudier comment se comporte la ligne d'arbre lorsque les champs électrique des paliers hydrostatiques intelligents change.

Enfin, une conclusion générale sur l'étude réalisé avec les principaux résultats.

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. Introduction

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et la stabilité des machines tournantes, elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes. Les machines tournantes trouvent des applications très diverses dans l'industrie : (machines-outils, centrales électriques, turbomachines, turbines d'avions, automobiles, propulsion marine...etc.)

L'objet de ce chapitre faire un aperçu bibliographique concernant les paliers hydrostatique intelligents.

1.2. Dynamique des rotors :

La dynamique des rotors est l'étude de la stabilité des mouvements des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans la sécurité et l'amélioration des performances systèmes.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil critique. Cette évolution est généralement excitée par un déséquilibre de la structure tournante, et si l'ampleur de la vibration à ces vitesses devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire



Figure 1.1 : Exemple des rotors [16]

1.2.1. Classifications des rotors

Un système de rotors peut être constitué de disque et d'aubages de forme complexe, dont l'analyse des vibrations requiert un modèle mathématique approprié simplifié. Les rotors des machines tournantes sont classés en fonction de leurs caractéristiques, comme suit :

❖ **Rotors rigides :**

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide.

❖ **Rotors flexible :**

Un rotor est généralement considéré comme étant flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible. [1]

1.3. Les différents types des paliers

1.3.1. Paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales, pour le guidage des rotors de dimensions importantes. Ces paliers sont conçus pour fonctionner dans des conditions sévères (charges et fréquences de rotations élevées). Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus. [2]



Figure I.2 : Paliers hydrodynamiques. [17] [18]

1.3.2. Palier à roulement

Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux lesquels ne fournissent qu'un amortissement très faible. Il en résulte des pics de vibration d'amplitude dangereusement importante lorsque des vitesses critiques sont traversées. La vitesse maximale d'un palier à roulement croit lorsque le diamètre du rotor et la charge diminuent. A titre d'exemple, la vitesse maximale d'un palier à roulement ordinaire supporté par un arbre de diamètre. [3]



a) Palier à roulement [19]

b) Défiant types des roulements [20]

Figure 1.3 : Palier à roulement

1.3.3. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques permettent de supprimer tout contact entre un arbre et un bâti, d'éliminer les lubrifiants et tous les problèmes de frottement. Ces paliers ont une très grande précision de guidage. Ils peuvent fonctionner dans le vide et sont utilisables dans une large gamme de températures (-200°C à 450°C) avec une dissipation d'énergie mécanique pratiquement nulle. [4]

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par la poussière ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance. [5]



Figure 1.4 : Paliers magnétiques [21]

1.3.4. Paliers aérodynamiques

Les paliers aérodynamiques fonctionnent sur le principe que ceux lubrifiés avec de l'huile. Leur particularité vient de la très faible viscosité des gaz lubrifiants, à la fois avantage et inconvénient, à laquelle s'ajoutent les spécificités apportées par la compressibilité. Ils sont donc utilisés dans des machines de grande précision et de petite taille où se trouvent réunis de grandes vitesses de rotation avec de très faibles jeux (appareils de mesure, industrie médicale).

Tout comme le palier hydrodynamique, le palier aérodynamique peut engendrer des vibrations auto-entretenues différentes des vibrations forcées dues à des forces d'excitation extérieures (balourd par exemple). Les vibrations auto-entretenues existent, même en l'absence de forces extérieures excitant le système rotor-paliers. Elles proviennent d'un mécanisme interne au palier, transformant une partie de l'énergie de rotation en énergie de vibrations. [6]

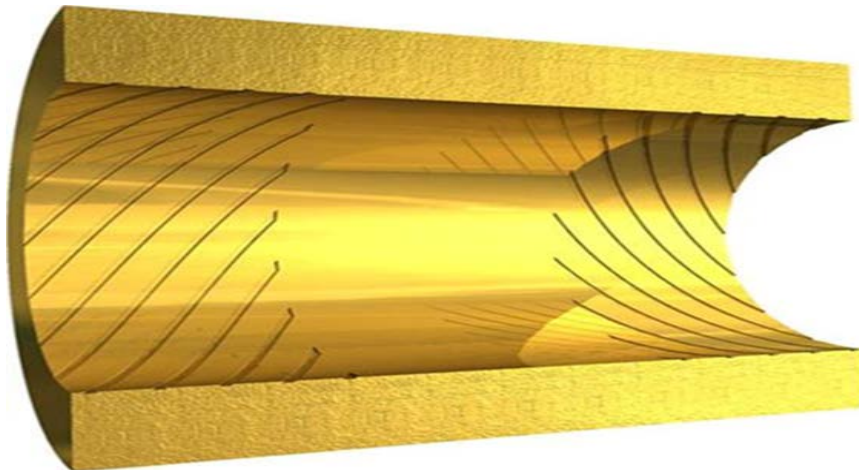


Figure 1.5 : Palier aérodynamique [22]

1.3.5. Paliers aérostatiques

Les paliers aérostatiques sont des paliers circulaires prévus avec des alvéoles alimentées par des orifices. Tout comme les paliers aérodynamiques circulaires, ils sont utilisés pour réaliser le guidage en rotation d'un arbre mais ils ont l'avantage d'avoir une capacité portante importante, une raideur dynamique et un amortissement à vitesse de rotation nulle grâce à l'alimentation sous pression. Les problèmes rencontrés dans la conception du palier sont liés à l'instabilité pneumatique. Les solutions pour contrecarrer le problème d'instabilité aérostatique sont également :

- Utilisation des alvéoles d'alimentation peu profondes et avec un volume réduit. Pour les paliers aérostatiques, la condition de démarrage sous charge n'a plus de signification et il est courant d'éliminer complètement l'alvéole. Le palier est alors alimenté par des orifices inhérents débouchant directement dans le film mince.
- Augmentation du rapport P_r/P_s en utilisant des orifices de diamètre 4 à 5 fois supérieurs au jeu radial. [7]

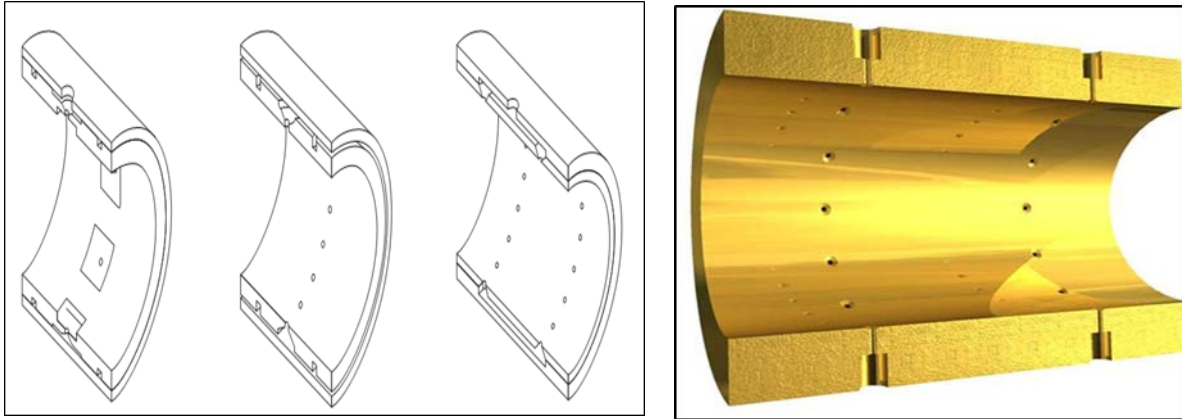


Figure 1.6 : Paliers aérostatiques [7] [22]

1.3.6. Paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse [3]. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable [8].

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

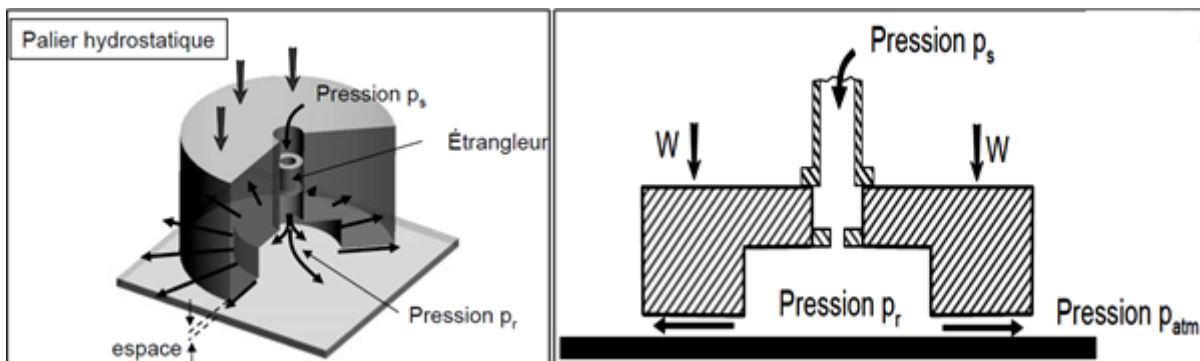


Figure 1.7 : Paliers hydrostatiques [8]

1.4. Principes de la lubrification hydrostatatique

Dans tout dispositif hydrostatatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (alvéoles) reliées à un générateur de pression **figure 1.8**.

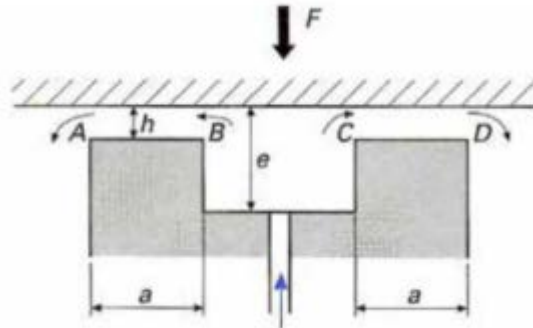


Figure 1.8 : description d'une butée hydrostatatique [9]

On distingue deux régions :

- ❖ une zone représentée par les portées AB et CD de largeur « a » où l'épaisseur « h » du film lubrifiant est mince ; l'évolution de la pression dans cette région est décrite par l'équation de Reynolds. On suppose que la pression ne varie pas selon l'épaisseur du film.
- ❖ une zone BC constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant est grande : $e/h > 20$, dans cette région, la pression est supposée être constante : $p = P_a$; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement.

Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée sont l'alimentation à débit constant et celle à pression constante **figure 1.9**.

Dans les systèmes à débit constant, on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande rigidité, est complexe et coûteuse. On lui préfère le système à pression constante.

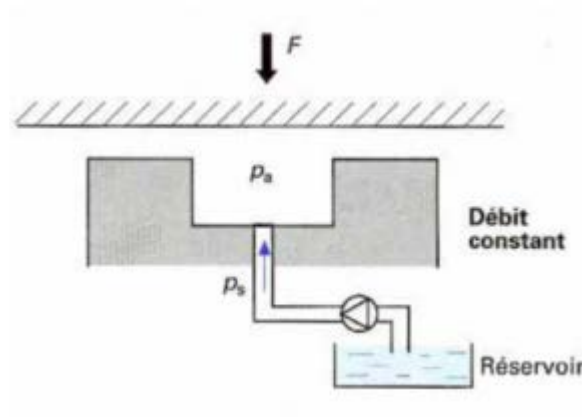


Figure 1.9 : L'alimentation à débit constant [9]

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

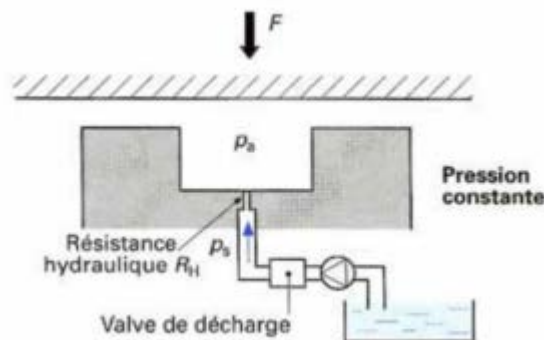


Figure 1.10 : L'alimentation à pression constante [9]

Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe. La **figure 11**. donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier à quatre alvéoles. Une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30 % à celui nécessaire ; le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu'à l'arrêt complet de l'arbre (on peut aussi prévoir une pompe de secours). L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole.

Sur chaque portion de circuit, on peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression. La résistance hydraulique R_H doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Une prise de température T permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si la température devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation. [9]

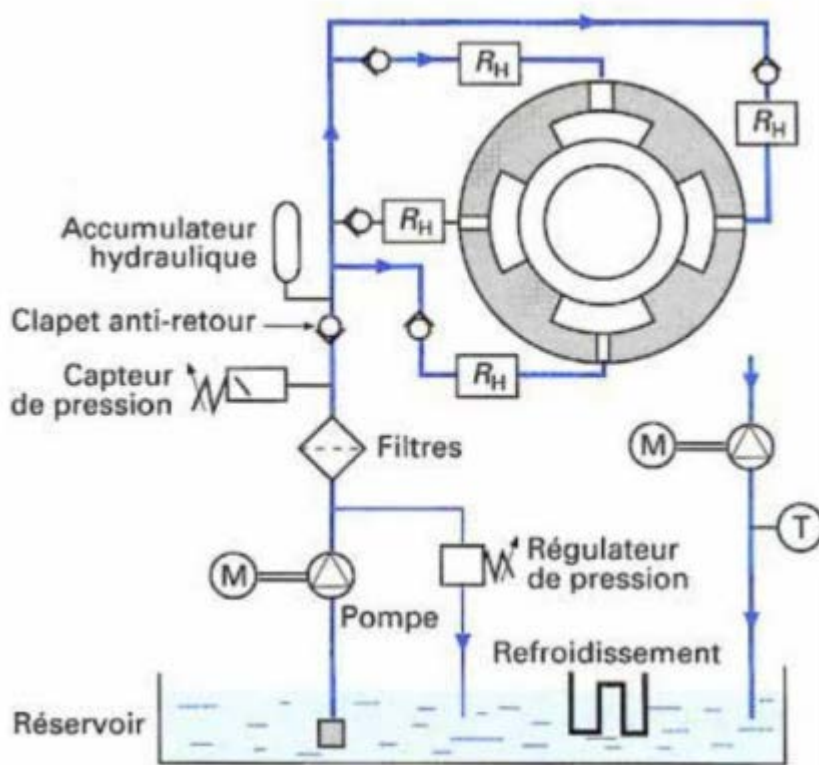


Figure 1.11 : Principe de fonctionnement hydrostatique du palier [9]

1.5. Les lubrifiants

Il existe deux bases pour les huiles lubrifiantes qui sont soit d'origine minérale ou synthétique. Les huiles à base minérale: on distingue deux types de structure, la structure paraffinée formée d'hydrocarbures saturés à chaîne droite (très stable à l'oxydation, bonne résistance à haute température), et les structures naphthéniques formés de noyaux cycliques (grande-aptitudes à la gélification) ; Les huiles à base synthétique: les familles sont très nombreuses citant à titre d'exemple: les polypropylènes glycols, les phosphoriques,

aliphatiques, appréciés pour leur faible viscosité à basse température et leur bas point de congélation.

Les principaux avantages des huiles sont :

- La réduction des frottements. - La réduction de l'usure.
- L'amélioration de l'étanchéité et l'évacuation des impuretés. [10]

1.5.1. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques

Avantages

- une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé
- un faible coefficient de frottement ;
- une grande précision de positionnement dans les applications de vitesses élevées et faibles charges ;
- non existence de concentration de pression, la pression est distribuée sur une grande surface.

Ces avantages montrent que les paliers hydrostatiques ont des nombreuses applications ; surtout les télescopes de très fortes charges et très faible vitesses, et les machines-outils de grandes vitesses et de faibles charges.

Inconvénients

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

1.6. Les fluides rhéologiques intelligents

1.6.1. Introduction

A la différence de l'eau (fluide dit newtonien), le fluide rhéologique ne s'égoutte pas ou tombe facilement sous l'influence de la gravitation newtonienne. Il manifeste donc une résistance minimale à l'écoulement, **figure 1.8**

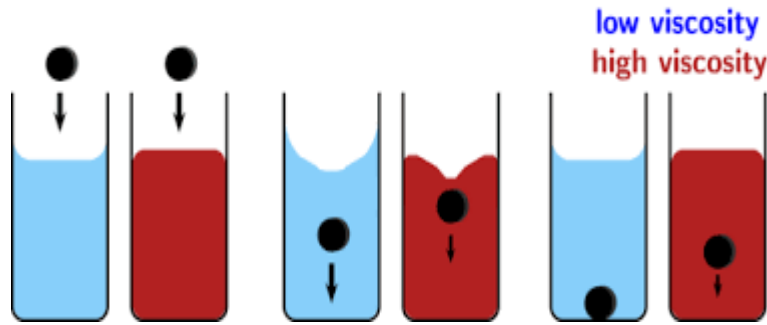


Figure 1.12 : Fluide rhéologique et fluide newtonien [11]

1.6.2. Fluide électro-rhéologique, FER

Ce type de fluide, lorsque 'il est soumis à l'action d'un champ électrique d'une intensité suffisante perpendiculaire à la direction de son mouvement, ses particule se polarisent et s'alignent en fibre le long des lignes de champ, créant une résistance à l'intérieur du fluide où un changement de viscosité apparait **figure 1.13**.

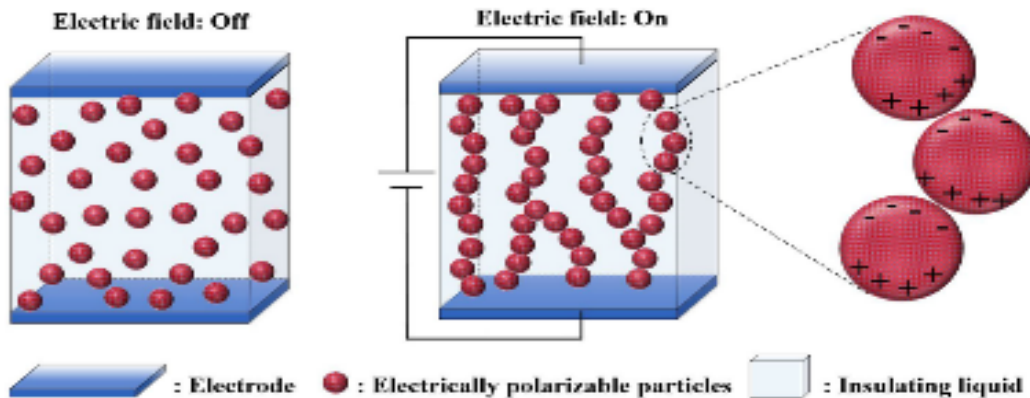


Figure 1.13 : Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique [11]

1.6.3. Fluide magnéto-rhéologique, FMR

Comme dans le cas du fluide ER, lorsqu'on applique un champ magnétique d'une intensité suffisante à un fluide MR, les particules ferreuses (dipôles magnétiques) de ce dernier se rangent en fibres le long des lignes du champ et augmentent ainsi la viscosité de fluide.

Ce dernier devient ainsi un corps plastique rigide avec une contrainte de seuil d'écoulement très élevée qui peut atteindre 50 à 100 kPa pour des intensités de champ allant de 150 à 250 kA/m Le fluide MR à la propriété de revenir plus rapidement à sa viscosité initiale que le fluide ER si l'effet du champ appliqué cesse, **figure 1.14**.

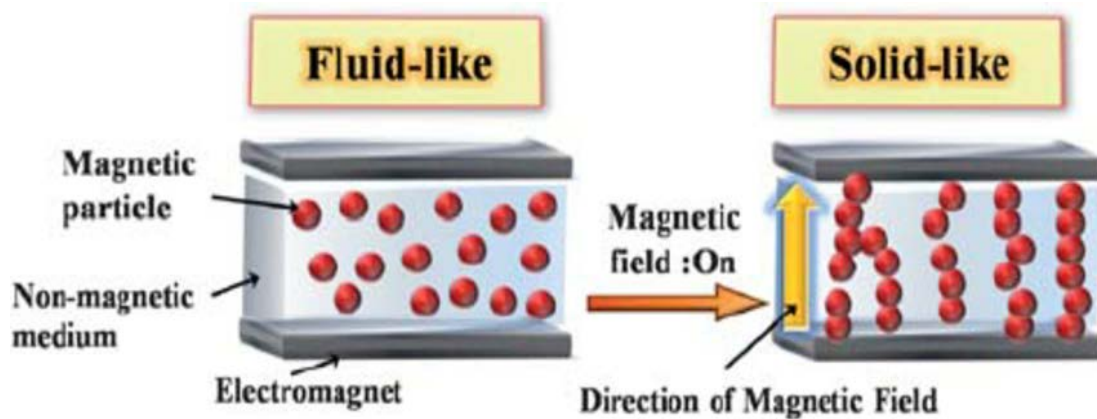


Figure 1.14 : Fluide avec des particules à dipôle magnétique [11]

Par ailleurs, il est à souligner que le fluide MR est complètement différent des fluides dits magnétiques FM (Ferro fluides) qui sont formés en général de particules ferreuses nanométriques et ne développant pas de résistance mécanique particulière sous l'action d'un champ magnétique. [11]

1.6.4. Ferro fluides

Le Ferro fluide ou bien fluide magnétique est une dispersion colloïdale de nanoparticules magnétiques dans un liquide porteur. Le diamètre des nanoparticules est compris entre 5 et 20 nm [12]. Un surfactant est habituellement ajouté à la suspension afin d'empêcher l'agglomération des particules magnétiques.

Les Ferro fluides répondent immédiatement au champ magnétique appliqué. Dans un champ uniforme, les particules s'alignent avec le champ. Et dans un champ non uniforme, le fluide réagit comme un liquide magnétique homogène qui se déplace vers la région la plus élevée du champ. Ainsi, ces fluides peuvent être positionnés et commandés précisément par un champ magnétique externe [13].

En raison de cet avantage unique, les Ferro fluides ont plusieurs applications [12, 13] comme les ordinateurs, les amortisseurs, le transfert de chaleur, la lubrification des paliers, la biomédecine, etc.

Le comportement d'un Ferro fluide est représenté dans la **figure 1.15**



Figure 1.15. Un Ferro fluide. (a) : Comportement d'un Ferro fluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué [14]. (b) : La couche de surfactant autour d'une particule d'un Ferro fluide [15].

CHAPITRE 2

ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UNE LIGNE D'ARBRE RIGIDE.

2.1.Introduction

Ce chapitre a pour objectif d'étudier le comportement d'une ligne d'arbre rigide supporté par des paliers hydrostatiques intelligents alimenté par un fluide ER (électro rhéologique) à les deux extrémités en régime transitoire (passage par des fréquences critiques lors de la variation des vitesses de rotation).

Dans le but de simuler ce comportement vibratoire et de déterminer l'influence des charges due au balourd ainsi que les effets de la variation de champ électrique, une approche numérique basée sur le modèle de **Jeffcott** a été adaptée.

2.2.Le palier hydrostatatique à trois patins

Un palier hydrostatatique à trois patins a été déjà conçu par Bouzidane et Thomas [23].

L'idée originale de ce travail est d'appliquer le champ électrique juste dans la valve électrorhéologique au lieu de l'appliquer dans le palier (figure 2.1). Ce nouveau palier facilite l'application du champ électrique et démontre que la viscosité d'un fluide intelligent dans chaque valve électrorhéologique peut être contrôlée en utilisant un champ électrique afin de contrôler les caractéristiques statiques et dynamiques. Les résultats montrent que les caractéristiques du palier hydrostatatique peuvent être considérablement modifiées par l'application d'un champ électrique.

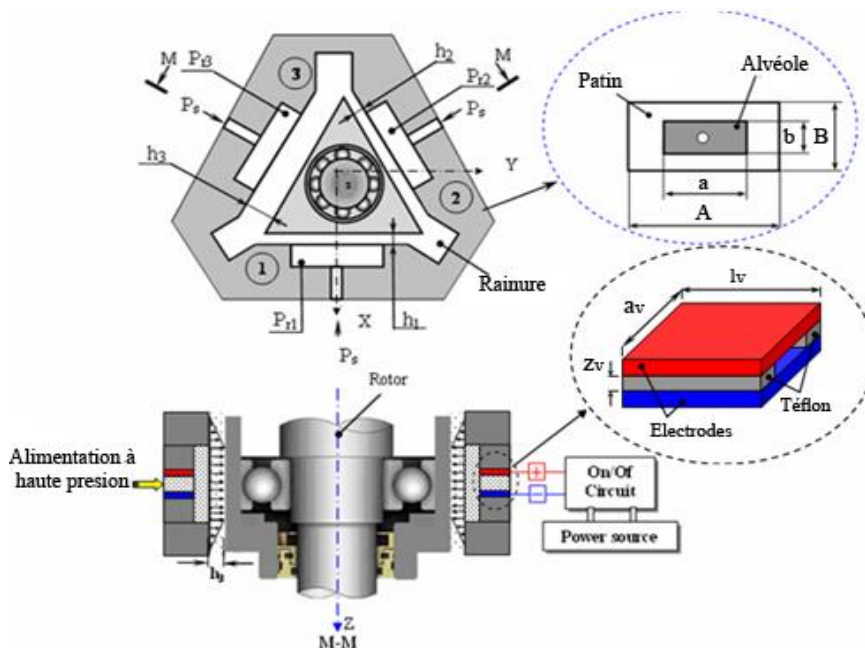


Figure 2.1. Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

2.2.1. Comportement dynamique du palier

Les forces dynamiques dans un palier sont conventionnellement exprimées par des coefficients dynamiques linéaires de raideur et d'amortissement représentés sur la Figure 2.2.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = -\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{eqx} & 0 \\ 0 & C_{eqy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{eqx} & 0 \\ 0 & K_{eqy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

Pour supporter une charge statique, l'arbre est toujours excentré dans le palier et, généralement, les coefficients dynamiques dépendent de la position du rotor dans le palier.

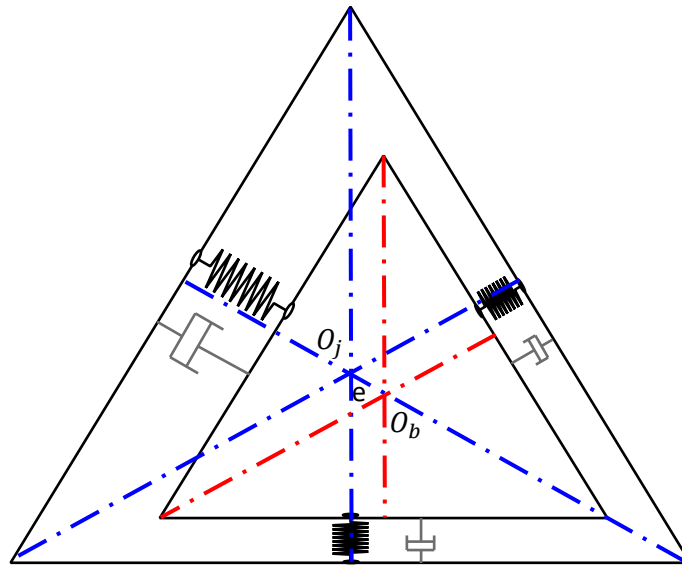


Figure 2.2. Coefficients dynamiques linéaires du palier.

2.2.2. Caractéristiques dynamiques

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

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre de l'arbre à l'intérieur de la butée sous une charge extérieure ;
- Une analyse dynamique linéarisée pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique O ;

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par des coefficients de raideur et d'amortissement (figure 2.3) [24].

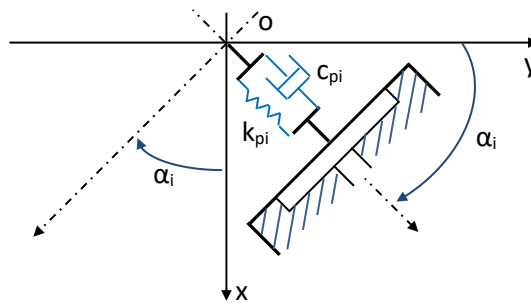


Figure 2.3. Schéma de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique.

La détermination de ces coefficients permet de [25] :

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

2.2.2.1.Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet

Le calcul des coefficients dynamiques se fait par une méthode de petits déplacements et vitesses de déplacements. Si on impose un petit déplacement x_1 et une petite vitesse de déplacement \dot{x}_1 au voisinage de la position d'équilibre statique (x_0, y_0) colinéaire à l'axe (o, x) , on peut écrire [25] :

$$W_{p1}(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0) = W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) + x_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} \right)_0 + \dot{x}_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0 + \dots \tag{2.2}$$

En se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (2.23) comme suit :

$$W_{p1}(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) = -K_{p1}x_1 - C_{p1}\dot{x}_1 \tag{2.3}$$

Les coefficients K_{p1} et C_{p1} représentent les coefficients de raideur et d'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant de la butée hydrostatique à simple effet n°1, au voisinage du point d'équilibre statique. Ils sont obtenus après identification des équations (2.2) et (2.3) comme suit [25] :

$$K_{p1} = - \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} \right)_0 \quad (2.4)$$

$$C_{p1} = - \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0 \quad (2.5)$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement sont calculés en utilisant la méthode de différentiation numérique où les dérivées partielles sont calculées numériquement [26].

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

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

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

$$K_{p1} = - \frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} = - \frac{W_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (2.6)$$

- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0$, L'équation est résolue pour position définie par [26]:

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

$$C_{p1} = - \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = - \frac{W_{p1}\left(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0\right) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\dot{x}_1} \quad (2.7)$$

2.2.2.2. Coefficients dynamiques équivalents

Les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents peuvent être obtenus comme suit [27, 28] :

$$[K_p] = \sum_{i=1}^{i=3} K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \tag{2.8}$$

$$[C_p] = \sum_{i=1}^{i=3} C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \tag{2.9}$$

2.3. Modèle mathématique du rotor

Le modèle rotatif non équilibré le plus utilisé est basé sur le modèle Jeffcott d'un rotor déséquilibré (développé par H. H. Jeffcott en 1919 [29]). Il présente un modèle linéaire se compose d'un disque non équilibré substantiel qui se trouve au centre, ensilé dans deux palier intelligents (*figure 2.3*).*b*. Le modèle Jeffcott comporte quatre degrés de liberté qui sont décrits par quatre équations différentielles de second ordre. Compte tenu d'un disque avec la masse m en tant que point de masse, le rotor n'a que deux degrés de liberté et il ne peut se déplacer qu'en direction radiale dans les axes horizontal et vertical. Pendant la rotation, le centre de gravité se déplace le long d'une trajectoire appelée orbite, [30].

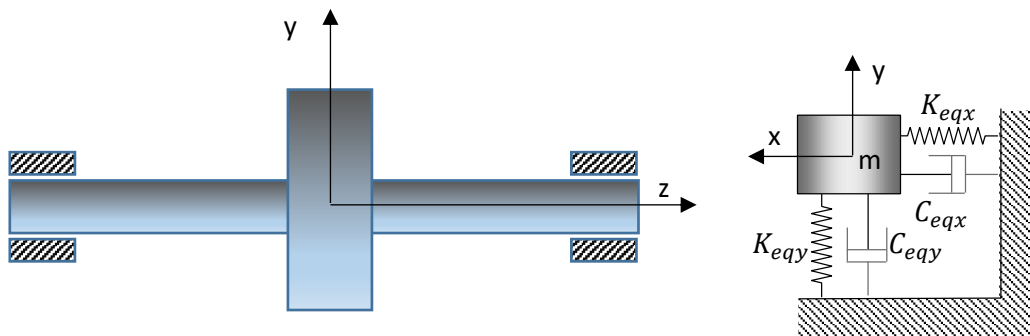


Figure 2.3. Jeffcott modèle d'un rotor (a) et son modèle simplifié avec ressorts et amortisseurs (b).

Un modèle dynamique simplifié du rotor de la *(figure 2.3)a.* est représentée sur la *(figure 2.3).b.* Le modèle contient également une rigidité en flexion et un amortissement du palier, ce qui peut être considéré comme un ressort et un amortisseur tournant de manière synchrone avec le rotor. De cette façon, le rotor est relié au sol par des ressorts linéaires et des amortisseurs et le mouvement dans les directions x et y est actionné par des composantes radiales temporelles du vecteur rotatif de la force. C'est une conséquence du rotor rotatif déséquilibré *(figure 2.3).b.* Les équations de mouvement pour le modèle de remplacement décrit sont dérivées de la Deuxième loi de Newton [31] :

$$\sum F_{ext} = ma = m\ddot{x} \quad (2.10)$$

2.3.1. Système d'équations

Cas 01 : étude permanent

Soit (O_j, x, y) les coordonnées du centre de palier (figure 2.4).

Le rotor est déséquilibré avec un centre d'inertie (O_b) à une distance e du centre géométrique O_j [24].

L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes peut être s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} M \ddot{x} = F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t \\ M \ddot{y} = F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.11)$$

- M est la masse du rotor ;
- e_x et e_y sont les excentricités suivant x et y respectivement ;
- ω est la fréquence d'excitation ;
- F_x et F_y sont les forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

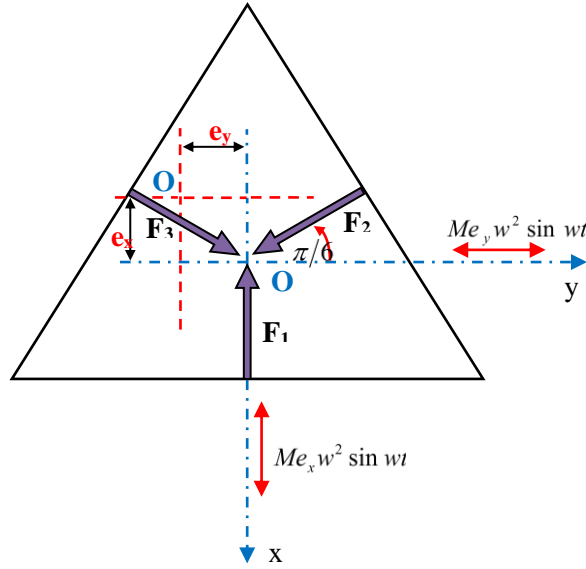


Figure 2.4. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.

Les forces hydrostatiques sont déterminées comme suit (figure 2.10) :

$$\begin{cases} F_x = K_{eqx} h_i - C_{eqx} \dot{h}_i \\ F_y = K_{eqy} h_i - C_{eqy} \dot{h}_i \end{cases} \quad (2.12)$$

Les réponses des déplacements dues à un balourd sont écrites comme suit :

$$\begin{cases} x(t) = X \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y(t) = Y \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad (2.13)$$

Alors, l'amplitude des vibrations A peut être obtenue par la relation suivant :

$$A = \sqrt{X + Y} \quad (2.14)$$

Où :

$$X = \frac{Me_x w^2 / K_{eq}}{\sqrt{(1 - r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \quad (2.15)$$

$$Y = \frac{Me_y w^2 / K_{eqy}}{\sqrt{(1 - r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \quad (2.16)$$

La force transmise au bâti peut être obtenue comme suit [24] :

$$F_t = \sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2} \quad (2.17)$$

Où :

$$F_{tx} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_x r_x)^2}}{\sqrt{(1 - r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \quad (2.18)$$

$$F_{ty} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_y r_y)^2}}{\sqrt{(1 - r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \quad (2.19)$$

$$\text{Avec } r = \frac{\omega}{\omega_n}, \zeta = \frac{C_{eq}}{2\sqrt{MK_{eq}}}.$$

Où ζ est le taux d'amortissement et ω_n est la fréquence naturelle.

Cas 02 : étude transitoire.

L'obtention du système d'équations se fera classiquement. Le système d'équations général est [8] :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_x \quad (2.20)$$

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_y \quad (2.21)$$

Avec :

$$F_x = me\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi) + me\ddot{\varphi} \sin(\varphi) \quad (2.22)$$

$$F_y = me\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi) - me\ddot{\varphi} \cos(\varphi) \quad (2.23)$$

$$\left[\begin{array}{l} \ddot{\varphi} : \text{Constant} \\ \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 + \ddot{\varphi}t \\ \varphi = \varphi_0 + \dot{\varphi}_0 t + \frac{1}{2}\ddot{\varphi}t^2 \end{array} \right.$$

La résolution des équations que nous venons de déterminer conduira donc à obtenir les informations relatives au comportement dynamique du rotor en régime transitoire.

CHAPITRE 3

RESULTATS ET INTERPRETATIONS.

CHAPITRE 3**RESULTATS ET INTERPRETATIONS.****3.1. Introduction**

L'objectif principal de ce chapitre est consacré à étudier le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents.

- Dans un premier temps, pour comprendre le phénomène de vibration, une étude permanente sur le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents a été effectuée, pour comparer les amplitudes des vibrations lors de passage des vitesses critiques pour différentes valeurs de champs électrique.

- Dans un second temps, une étude transitoire sur le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents a été effectuée. Pour cela, un modèle numérique a été élaboré. Ce modèle nous a permis de développer un programme de calcul écrit en MATLAB SIMULINK, afin d'étudier comment se comporte la ligne d'arbre lorsque les champs électrique des paliers hydrostatiques intelligents change.

3.2. Organigrammes de calcul

L'organigramme de calcul de l'amplitude de vibrations et de l'amplitude de la force transmise au bâti en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique est présenté dans la *figure 3.1*.

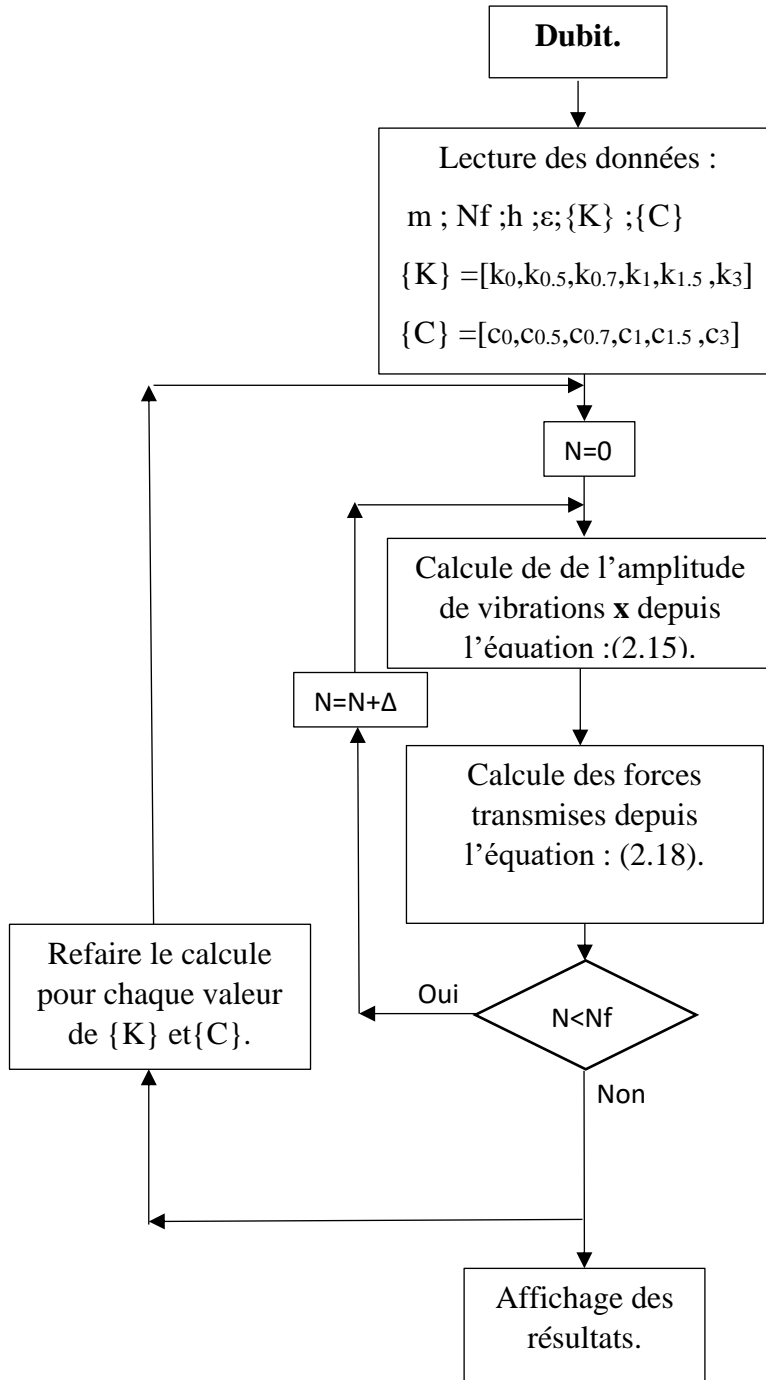


Figure 3.1. Organigramme de calcul de l'amplitude de vibrations et la force transmise

L'organigramme de calcul de la réponse vibratoire et la force transmise au bâti en fonction de temps pour deux valeurs du champ ($E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$) électrique est présenté dans la *figure 3.2*.

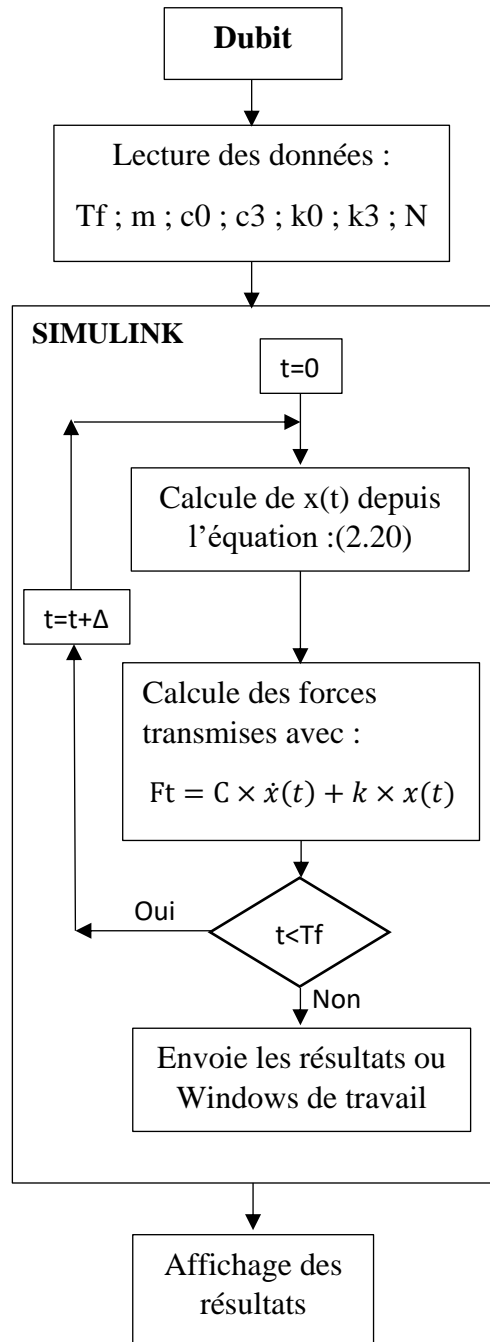


Figure 3.2. Organigramme de calcul de la réponse vibratoire et la force transmise

3.3. Modèle de simulation du rotor.

Sur la base du modèle mathématique, le modèle de simulation a été développée dans le programme MATLAB / Simulink. Le modèle de simulation correspondant au modèle mathématique du rotor déséquilibré est représenté sur la *figure 3.3*. À l'entrée, il y a 3 blocs de démarrage (bleu, rouge et vert) présentant les forces appliquées sur le rotor aux révolutions de travail. Le bloc rose représenté la résolution de ce système et schématisé sur la *figure 3.4*.

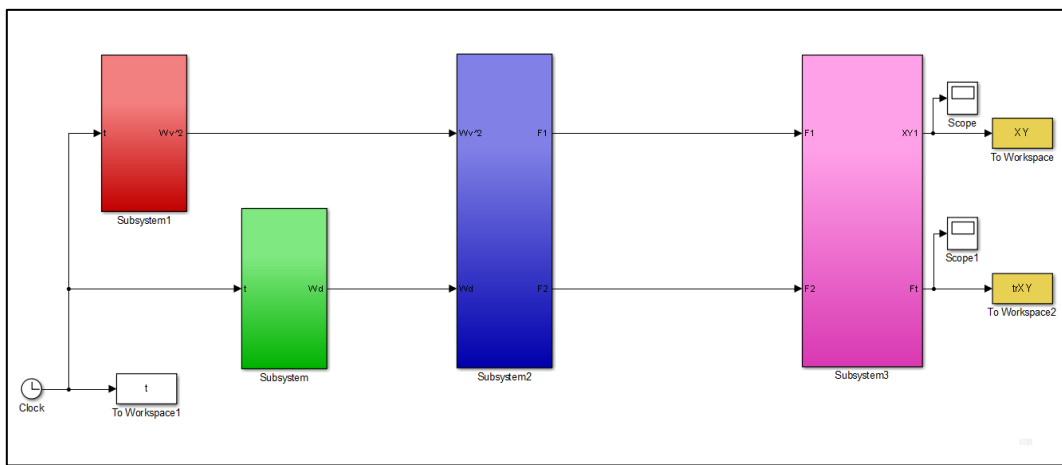


Figure 3.3. Modèle de simulation sous Simulink.

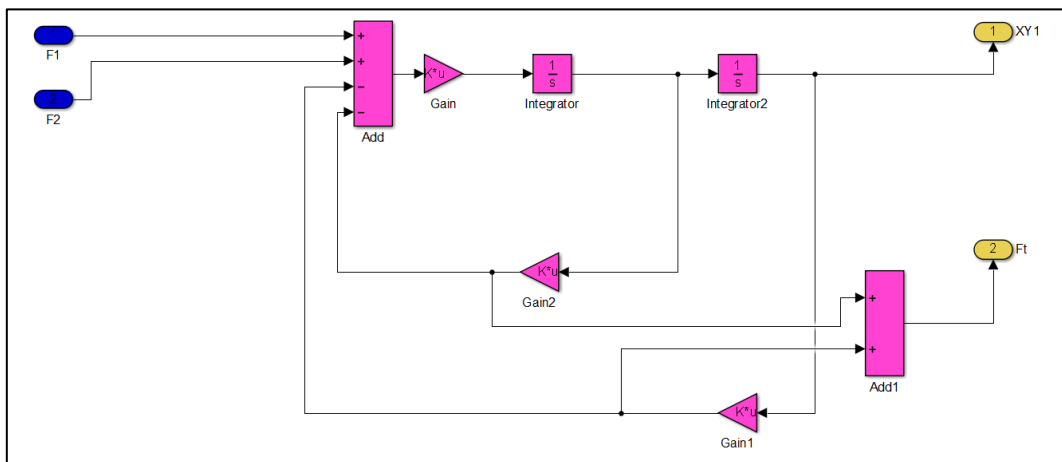


Figure 3.4. Schéma de résolution du system rotor sous Simulink.

3.3.1. Analyse de vibration de rotor

L'amplitude de vibration et les forces transmises sont calculées pour une excentricité $e = 0.2$ en utilisant les valeurs des coefficients de raideur et d'amortissement obtenues pour une masse de rotor $m=50$ Kg.

E (kV/mm)	K_{pi} (N/m)	C_{pi} (N.s/m)
0.0	3.600210E+07	35962.21
0.7	2.855544E+07	36441.46
1.0	2.439201E+07	36610.09
1.5	1.952655E+07	36810.73
3.0	1.333090E+07	37064.01

3.4. Résultats et interprétations

3.4.1. Comparaison des amplitudes :

Les différentes amplitudes adimensionnelles des réponses vibratoires ainsi que les amplitudes des forces transmises au bâtis en fonction de la variation de la vitesse de rotation ont été illustrées respectivement par *Les figures (3.5, 3.6, 3.7, 3.8)*.

L'amplitude de vibrations

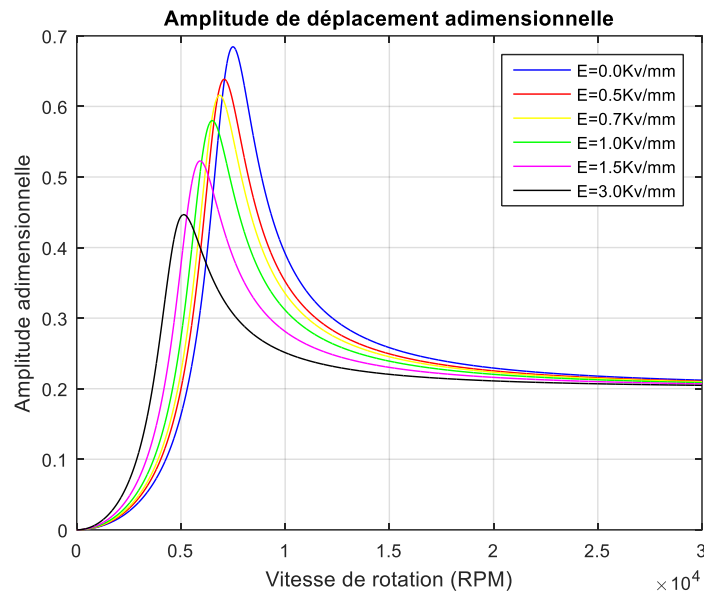


Figure 3.5. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.

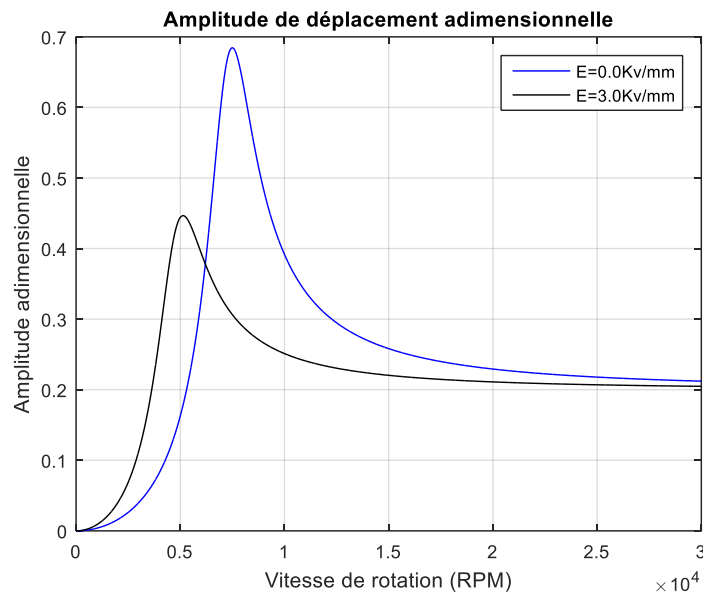


Figure 3.6. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour deux valeurs du champ électrique.

L'amplitude de la force de transmissibilité

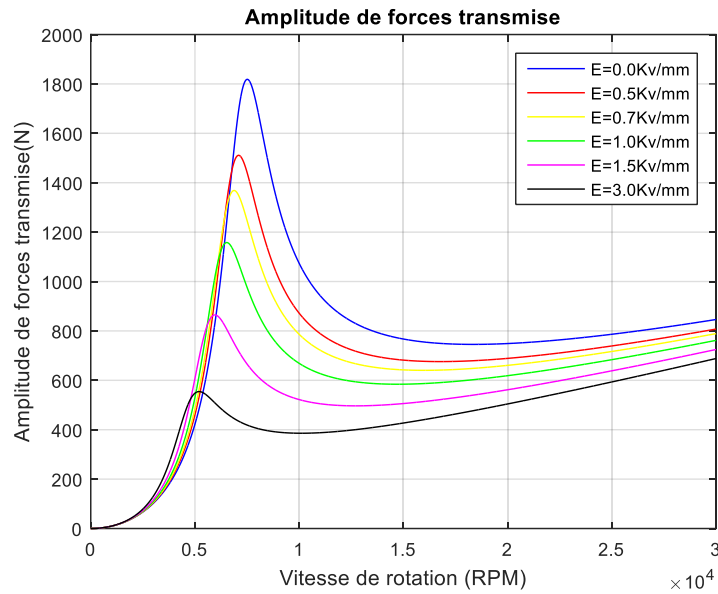


Figure 3.7. Amplitude de Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.

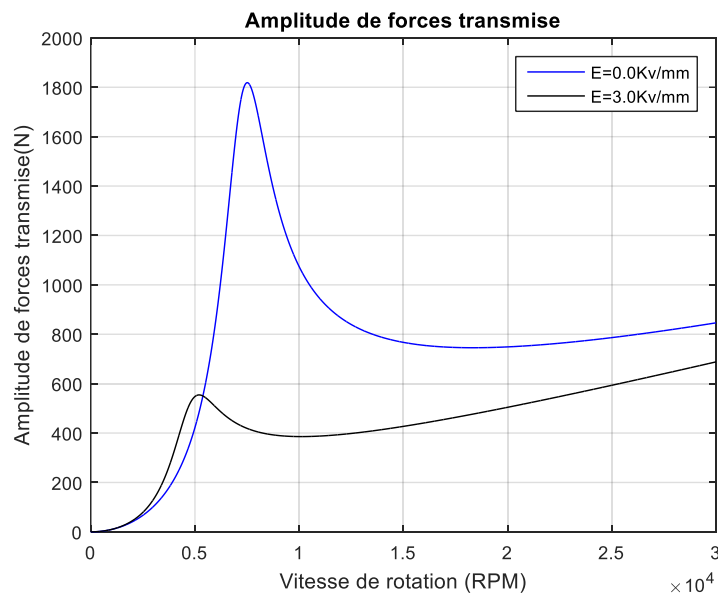


Figure 3.8. Amplitude de Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour deux valeurs du champ électrique.

Les résultats montrent que :

- L'effet du champ électrique sur l'amplitude de vibration est présenté dans les figures 3.5.et 3.6 Les courbes montrent que l'amplitude de vibration

adimensionnelle diminue lorsque le champ électrique augmente. Cette diminution est due à l'augmentation du taux d'amortissement avec l'application du champ électrique.

- l'amplitude de vibration est réduite de 40% pour une application de champs électrique de 0 ver 3kv/mm *figure 3.6*. lorsque de passage des vitesses critiques.
- *Les figures 3.7 et 3.8* présentent l'influence du champ électrique sur l'amplitude de la force transmise au bâti. Ces figures montrent que l'amplitude de force transmise diminue en fonction du champ électrique à cause de l'augmentation de l'amortissement.
- Les forces transmises ont été réduites de 70% pour une application de champs électrique de 0 ver 3kv/mm *figure 3.8*.

3.4.2. Comparaison des réponses vibratoires :

Afin d'étudier l'influence du champ électrique sur la réponse vibratoire au niveau du rotor, deux valeurs de champ électrique, ont été choisis qui sont présentées comme suivantes : $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$, Notons que les autres paramètres tell que (la masse, l'excentricité, et les caractéristique dynamique K et C) reste les même utilisé précédemment, Il faut noter que le disque de l'arbre flexible est soumis à une sollicitation dynamique de type balourd.

Les figures (3.9), (3.10) et (3.11), représentent respectivement, la réponse vibratoire pour deux valeurs de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$, un intervalle de temps de 5sec, et une vitesse de rotation attendre jusque ou 30 KRPM.

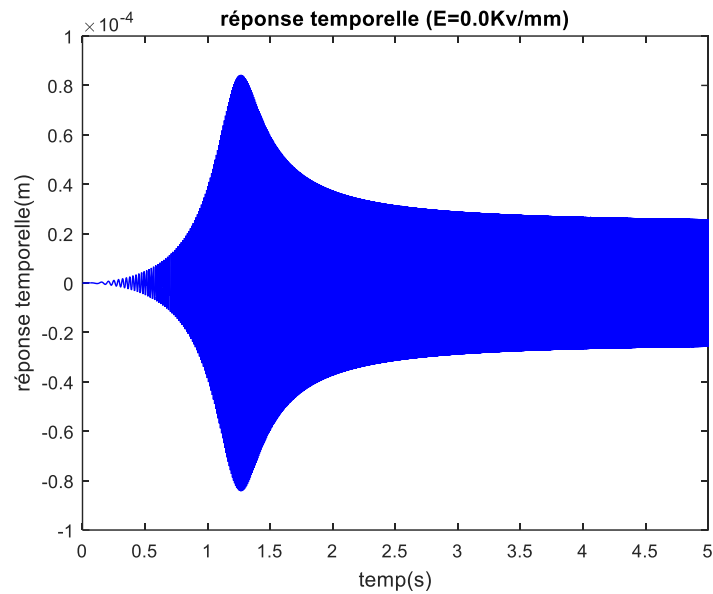


Figure 3.9. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$.

La figure (3.9), illustre la réponse vibratoire en fonction de temps pour une valeur de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$, Cette figure montre que :

- La réponse vibratoire et devine maximal lorsque de passage à leur vitesse critique.
- Le déplacement maximale attendre et de $0.82e^{-4}$ m, pour un temps de 1.3s.

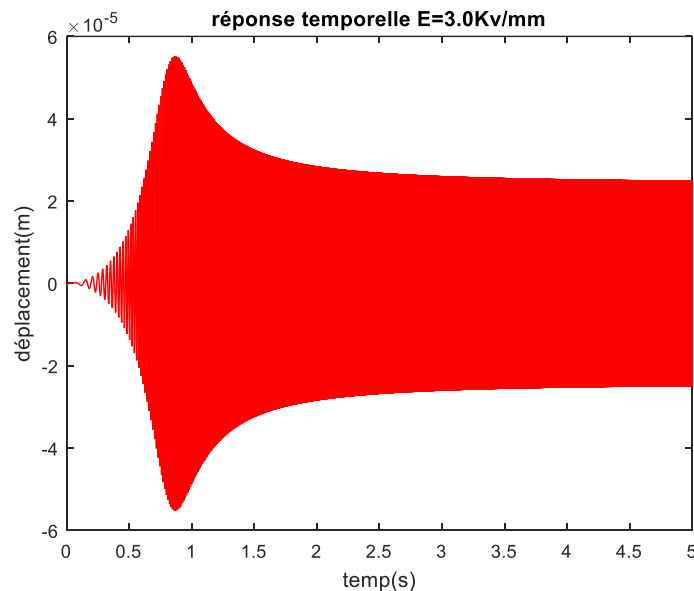


Figure 3.10. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=3\text{kv/mm}$.

La figure (3.10), illustre la réponse vibratoire en fonction de temps pour une valeur de champ électrique $E=3\text{kv/mm}$, Cette figure montre que :

- La réponse vibratoire et devine maximal lorsque de passage à leur vitesse critique.

- Le déplacement maximale attendre est de 5.8×10^{-5} m, pour un temps de 0.8s.

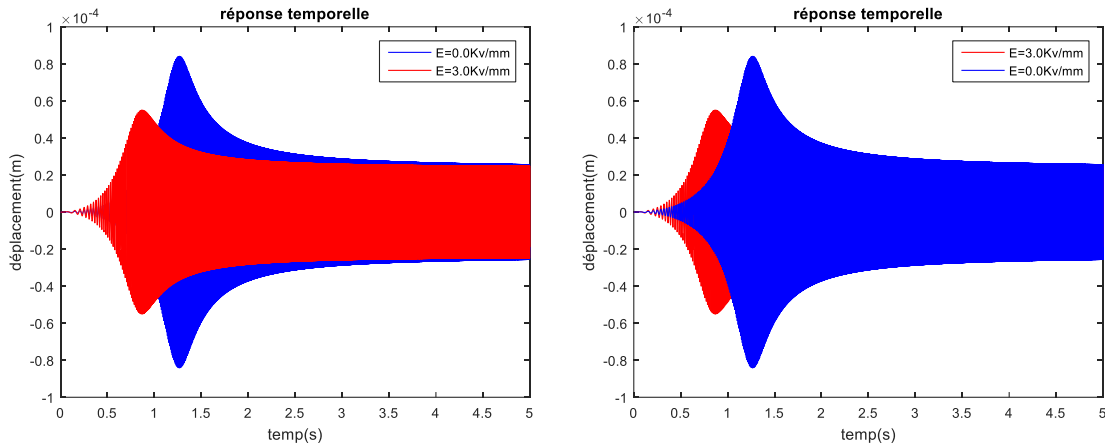


Figure 3.11. Réponse vibratoire en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$

La figure (3.11), illustre une comparaison de la réponse vibratoire en fonction de temps pour deux valeurs de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$, Cette figure montre que :

- Les courbes montrent que la vibration diminue lorsque le champ électrique augmente.
- La défronce entre les deux déplacements maximaux et de 30%.

Les figures (3.12), (3.13) et (3.14), représentent respectivement, la force transmise pour deux valeurs de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$, un intervalle de temps de 5sec, et une vitesse de rotation attendre jusque ou 30 KRPM.

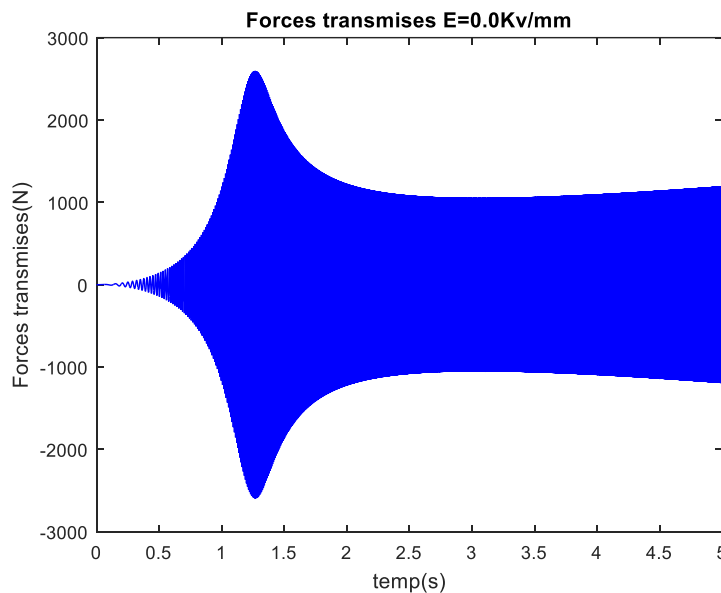


Figure 3.12. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=0\text{kv/mm}$.

La figure (3.12), illustre la réponse vibratoire force transmise en fonction de temps pour une valeur de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$, Cette figure montre que :

- La force transmise et devine maximal lorsque de passage à leur vitesse critique.
- La force transmise et augment avec l'augmentation de vitesse de rotation.

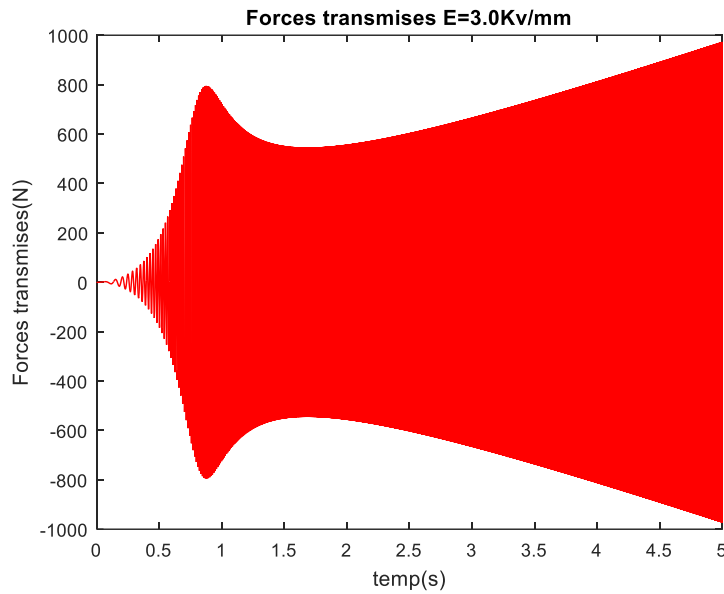


Figure 3.13. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=3kv/mm$.

La figure (3.13), illustre la réponse vibratoire force transmise en fonction de temps pour une valeur de champ électrique $E=3kv/mm$, Cette figure montre que :

- La force transmise et devine maximal lorsque de passage à leur vitesse critique.
- La force transmise et augment avec l'augmentation de vitesse de rotation.

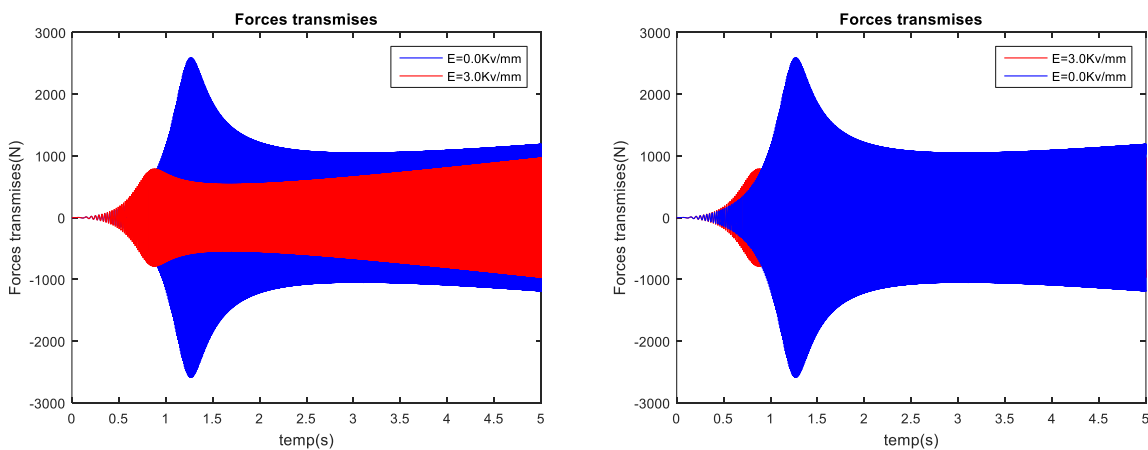


Figure 3.14. Force transmise en fonction de temps pour un champ électrique $E=0kv/mm$ et $E=3kv/mm$

La figure (3.14), illustre une comparaison de force transmise en fonction de temps pour deux valeurs de champ électrique $E=0\text{kv/mm}$ et $E=3\text{kv/mm}$, Cette figure montre que :

- Les courbes montrent que la force transmise diminue lorsque le champ électrique augmente.
- La différence entre les deux valeurs maximales est de 70%.

Conclusion général

Conclusion générale

Le but de ce travail est d'étudier le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents.

Dans un premier temps, pour comprendre le phénomène de vibration, a été effectuée pour comparer les amplitudes des vibrations lors de passage des vitesses critiques pour différentes valeurs de champs électrique.

Dans un second temps, nous avons élaboré un modèle théorique, qui nous a permis de développer un programme de calcul écrit en MATLAB-SIMULINK. Nous avons étudié la réponse temporelle d'une ligne d'arbre rigide pour différents paramètres de vitesse et champ électrique.

Il ressort d'après les résultats obtenus que :

❖ Réponse permanente

- Le champ électrique a une influence sur la variation des amplitudes des vibrations et les forces transmises de ligne d'arbre.
- Les forces transmises ont été réduites de 70% pour une application de champs électrique de 3kV/mm.

❖ Réponse temporelle

- Lorsque la vitesse de rotation s'approche d'une valeur bien déterminée, l'amplitude de vibration de la réponse permanente devient plus importante. Ceci peut être expliqué physiquement que la vitesse de rotation est proche de la fréquence de résonance.
- Lorsque le champ électrique dans le palier change, la fréquence de résonances change d'une manière inversement proportionnelle.

Référence bibliographique

Références bibliographiques

- [1] SAIMI, A. (2013). Comportement vibratoire des roues aubagées (Doctoral dissertation).
- [2] Zerrouni, N. (2009). Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide
- [3] Rho, B.-H. And Kim, K.-W. (2002), "A study of the dynamic characteristics of synchronously controlled hydrodynamic journal bearings", *Tribology International* 35, No.6, pp. 339-345
- [4] Yonnet, J. P. (2002). Paliers et butées magnétiques passifs. Ed. Techniques Ingénieur
- [5] Delamare, J., & Faure, F. (1998). Les paliers magnétiques. *Revue 3EI*, 2-9.
- [6] STEPHAN, P., & IORDANOFF, Y. Butées et paliers aérodynamiques. Rapport, 1996. Techniques de l'ingénieur.
- [7] ARGHIR, M. (2011). Butées et paliers aérostatiques. Techniques de l'Ingénieur.
- [8] Bouzidane A., 2007, « Conception D'un Palier Hydrostatique Intelligent Pour Contrôler Les Vibrations De Rotors » Thèse de Doctorat, Ecole de technologie supérieure Université de Québec.
- [9] Nicolas, D. (1995). Butées et paliers hydrostatiques. Ed. Techniques Ingénieur.
- [10] Abdelkader, S. A. H. L. I. (2011). ETUDE EXPERIMENTALE D'UN PALIER LUBRIFIE MESALIGNE (Doctoral dissertation, Université Hassiba Ben Bouali de Chlef).
- [11] Louam, N. (2013). Les fluides rhéologiques intelligents et leurs applications énergétiques et technico-industrielles. *Revue des Energies Renouvelables*, 16(4), 641-656
- [12] Torres-Díaz, I., and C. Rinaldi. "Recent progress in ferrofluids research: novel applications of magnetically controllable and tunable fluids." *Soft matter* 10.43 (2014): 8584-8602.
- [13] Raj, K., and R. J. Boulton. "Ferrofluids—properties and applications." *Materials & Design* 8.4 (1987): 233-236.
- [14] EFH1 Ferro fluid 20ml with 90mm Petri Dish & Pipette - Science & Art. Disponible sur : http://www.first4magnets.com/other-c89/efh1-ferrofluid-20ml-with-90mm-petri-dish-pipette-science-art-p6440#ps_1-2349.

- [15] Scherer, Claudio, and Antonio Martins Figueiredo Neto. "Ferro fluids: properties and applications." *Brazilian Journal of Physics* 35.3A (2005): 718-727.
- [18] LALLET GUILLAUME ET VERDIER PAUL. Introduction aux Ferro fluides & suspensions Magnetorheologiques.
- [23] Bouzidane A. and Thomas M., (March 2013). Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers, *Tribology transactions*, Taylor & Francis group, 717-727.
- [24] ABED Asma, Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents,(2017) these de doctorat.
- [25] Bouzidane A. " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [26] Abed, A., Bouzidane, A., Thomas, M., & Zahloul, H. (2016). Performance characteristics of a three-pad hydrostatic squeeze film damper compensated with new electrorheological valve restrictors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 1350650116683622.
- [27] Bouzidane A. and Thomas M., (March 2013). Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers, *Tribology transactions*, Taylor & Francis group, 717-727.
- [28] Adams, M.L. and Zahloul, H. (1987), "Attenuation of rotor vibration using controlled-pressure hydrostatic squeeze film dampers," Eleventh Biennial, ASME Vibrations Conference, Boston, MA, 9, pp. 99-108.
- [29] Muszynska, A., & Rotordynamics, T. (2005). Francis Group. LLC, Minden, USA.
- [30] Adams Jr, L. M. (2001). Rotating machinery vibration. from analysis to troubleshooting Mechanical Engineering. A Series of Textbooks and Reference Books.
- [31] Fedák, V., Záskalický, P., & Gelvanič, Z. (2014). Analysis of Balancing of Unbalanced Rotors and Long Shafts using GUI MATLAB. In *MATLAB Applications for the Practical Engineer*. InTech.

Webographies

- [16] <https://powergen.gepower.com/services/upgrade-and-life-extension/gas-turbine-upgrades/gas-turbine-upgrades-catalog/rotor-life-extension.html>
- [17] <https://www.btscpi.fr/articles.php?lng=fr&pg=771&mnuid=27032&tconfig=0>
- [18] <http://www.directindustry.fr/prod/zollern/product-13709-777041.html>
- [19] <http://www.qtm45.com/index.php?article46/palier-a-roulement-a-billes>
- [20] <http://tnt-transmissions.com/nos-produits/roulements/>
- [21] <http://www.directindustry.fr/prod/dresser-rand/paliers-magnetiques-139981160495.html>
- [22] <http://www.directindustry.fr/prod/spieth-maschinenelemente-gmbh-cokg/paliers-lisses-hydrodynamiques-38721-356422.html>