

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en Mécanique
Domaine : TECHNOLOGIE
Filière : GENIE MECANIQUE
Spécialité : CONSTRUCTION MECANIQUE
Thème

Simulation d'un palier de bielle en régime instationnaire

Présenté Par :

- 1) **Mr. HADJ ABDERRAHMANE** Imad Eddine
- 2) **Mr. BENTALHA** Nadir

Devant le jury composé de :

Dr. NEHARI Tayeb	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Président
Pr. BOUAFIA Farida	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Examinateur
Pr. BOUNIF Abdelhamid	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant

Année Universitaire 2021/2022

Remerciements

On remercie Dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Nous tenons tout d'abord à remercier chaleureusement notre encadrant, le Pr Abdelhamid BOUNIF pour son aide, ses précieux conseils et pour sa grande disponibilité tout au long de la période de préparation de notre mémoire.

Mes remerciements également à tous les enseignants qui ont participé à ma Formation.

Mes remerciements aux membres du jury pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Mes remerciements à toutes les personnes proches et loin qui m'ont donné le courage de terminer ce travail.

Nous remercions également nos parents, nos frères et sœurs et tous nos amis pour leur aide et leurs encouragements.

Résumé

Dans ce travail, on s'intéresse à l'étude des paliers hydrodynamiques (paliers lisses) d'un moteur à combustion interne (palier de tête de bielle), pour objectif principale de supporter un arbre en rotation sous chargement dynamique variable. Le palier étudié est constitué de trois parties: le coussinet, l'arbre, et le film lubrifiant, les paramètres de fonctionnement les plus importants d'un palier de longueur finie sont simulés numériquement. On a utilisé un programme fortran en version source pour la simulation du fluide lubrifiant afin d'étudier la répartition du champ de pression ainsi que les différentes caractéristiques. La résolution du problème de lubrification hydrodynamique en régime instationnaire, s'effectue à l'aide de la méthode de mobilité, qu'il est rapide en CPU et moins encombrante en RAM.

Abstract

In this work, we are interested in the study of the hydrodynamic bearings (sliding bearings) of an internal combustion engine (big end bearing), for main objective to support a rotating shaft under variable dynamic loading. The studied bearing consists of three parts: the bearing, the shaft, and the lubricating film, the most important operating parameters of a finite length bearing are numerically simulated. We used a fortran program in source version for the simulation of the lubricating fluid in order to study the distribution of the pressure field as well as the different characteristics. The resolution of the problem of hydrodynamic lubrication in unsteady state is carried out using the method of mobility, which is fast in CPU and less cumbersome in RAM.

ملخص

في هذا العمل ، نحن مهتمون بدراسة المحامل الهيدروديناميكية (المحامل المنزلقة) لمحرك الاحتراق الداخلي (المحمل النهائي الكبير) ، من أجل الهدف الرئيسي لدعم عمود الدوران تحت التحميل الديناميكي المتغير. يتكون المحمل المدروس من ثلاثة أجزاء: المحمل ، والعمود ، وغشاء التزييت ، ويتم محاكاة عددًا أهم معلمات التشغيل للمحمل ذي الطول المحدد. استخدمنا برنامج فورتران في الإصدار المصدر لمحاكاة سائل التشحيم من أجل دراسة توزيع مجال الضغط بالإضافة إلى الخصائص المختلفة. يتم حل مشكلة التزييت الهيدروديناميكي في حالة عدم الثبات باستخدام طريقة التنقل ، والتي تكون سريعة في وحدة المعالجة المركزية وأقل ثقلاً في ذاكرة الوصول العشوائي.

Table des matières

Table des matières

Notation

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale	1
hydrodynamique.....	2
1 Les paliers hydrodynamiques	2
1.1 Les mouvements des paliers	3
1.2 Les différents types des paliers	4
1.3 Les paliers hydrodynamiques	4
1.3.1 Les paliers à géométrie fixe	4
1.3.1.1 Les paliers lisses cylindriques.....	4
1.3.1.1.1 Les paliers courts	5
1.3.1.1.2 Les paliers infiniment longs	5
1.3.1.1.3 Les paliers de longueur finie	5
1.3.1.2 Caractéristiques géométriques	6
1.3.1.3 Principe de fonctionnement d'un palier lisse.....	7
1.3.2 Les paliers à géométrie variable.....	8
1.3.2.1 Caractéristiques géométriques :	8
2 Palier de bielle	11
2.1 La bielle dans Moteur à combustion interne	11
2.2 Les Composant de bielle	11
2.3 Les coussinets de bielle	12
2.4 Changement d'un coussinet de bielle.....	13
3 La lubrification	13

3.1	Courbe de Stribeck.....	14
	Définition	14
4	Différents régimes de lubrification.....	15
4.1	La lubrification limite.....	15
4.2	La lubrification mixte.....	16
4.3	La lubrification hydrodynamique.....	17
5	La cavitation	17
5.1	La cavitation dans l'automobile	18
5.2	Causes possibles.....	19
1	Introduction.....	20
2	Formulation du problème	21
2.1	L'équation de Reynolds en régime transitoire.....	22
2.2	Conditions limites de rupture du film	22
2.3	Equation géométrique du film	23
3	Résolution du problème	23
3.1	Méthode de mobilité pour un palier de longueur finie.....	23
3.2	Détermination des paramètres de fonctionnement.....	25
3.2.1	Débit de fuite du palier	25
3.2.2	Epaisseur minimale du film	25
3.2.3	Couple de frottement.....	25
3.2.4	Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet	27
4	Algorithme de résolution.....	27
5	Résultats numériques	27
5.1	Palier de Tête de bielle	30
5.2	Conclusion.....	37
	Conclusion générale	38
	Annexe A.....	40
	Références bibliographiques.....	44

Notation

C	Jeu radial du palier [m]
C_a, C_c	Couples de frottement sur l'arbre et le coussinet [N.m]
D	Diamètre moyen du palier [m]
e	Excentricité du palier [m]
$F(t)$	Charge dynamique appliquée au palier [N]
h	Epaisseur du film [m]
h_s	Epaisseur du film à la sortie de la zone active [m]
H	Epaisseur du film sans dimension
L	Longueur du palier [m]
L_2	Rayon de manivelle [m]
L_3	Entre-axe de la bielle [m]
M	Facteur de mobilité
M_ε, M_ϕ	Composantes du vecteur mobilité
O_a	Centre de l'arbre
O_c	Centre du coussinet
$O_c X_0 Y_0$	Système d'axes fixe lié à la bielle

$O x y z$	Système d'axes lié à la ligne des centres
P	Pression hydrodynamique dans le film [Pa]
\bar{P}	Pression sans dimensions
Q	Débit axial [l/s]
R	Rayon moyen du palier [m]
R_a	Rayon de l'arbre [m]
R_c	Rayon du coussinet [m]
t	Temps [s]
$W(t)$	Charge hydrodynamique supportée par le palier [N]
$X=R.\theta$	Coordonnée dans le sens de rotation
Y	Coordonnée dans le sens de la Hauteur du film
Z	Coordonnée dans la direction axiale
α	Direction de mobilité
ΔT	Pas du temps [s]
$\varepsilon=e/C$	Excentricité relative du palier
ϕ	Angle de calage [°]
θ	Coordonnée circonférentielle [°]
θ_2	Angle de rotation du vilebrequin [dvb]

θ_e, θ_s	Coordonnées circonférentielles de l'entrée et de la sortie de la zone active du contact
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant [Pa.s]
ψ	Angle que fait la charge F avec l'axe $O_c X$
ϖ	Vitesse angulaire moyenne de l'arbre et du coussinet [tr/min]
ω_a, ω_c	Vitesses de rotation de l'arbre et du coussinet [tr/min]
ω_v	Vitesse de rotation du vilebrequin [tr/min]
U_a, U_c	Vitesses linéaires de l'arbre et du coussinet du palier [tr/min]
$\dot{\psi}$	Vitesse angulaire de la charge [tr/min]
$\dot{\phi}$	Vitesse angulaire de l'angle de calage [tr/min]
$\dot{\wp}$	Puissance dissipée par frottement dans le contact [Watt]

Liste des figures

CHAPITRE 1

Figure 1.1 : Palier hydrodynamique	2
Figure 1.2 : Différents mouvements des paliers.....	3
Figure 1.3 : Palier lisse	5
Figure 1.4 : Caractéristique de fonctionnement du palier hydrodynamique	6
Figure 1.5 : Schématisation d'un palier lisse	7
Figure 1.6 : Section droite du palier	8
Figure 1.7 : Palier à patins oscillants	9
Figure 1.8 : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants	10
Figure 1.9 : Palier d'un moteur.....	11
Figure 1.10 : Les composants de bielle	12
Figure 1.11 : Coussinet de bielle.....	12
Figure 1.12 : Schéma d'un contact lubrifié	13
Figure 1.13 : Les différents régimes de lubrification	14
Figure 1.14 : Lubrification limite	16
Figure 1.15 : Lubrification mixte	17
Figure 1.16 : Coussinet de bielle érodé par la cavitation.....	18
Figure 1.17 : Couvercle de pompe à eau érodé par la cavitation	18

CHAPITRE 2

Figure 2.1 : Différents contacts d'un palier composé	200
Figure 2.2 : Système du palier lisse (a) Géométrie du palier; (b) Section droite du palier; (c)Géométrie de la texture	211
Figure 2.3 : Représentation du palier	Error! Bookmark not defined. 5
Figure 2.4 : Variation de la charge axiale et radiale en fonction de l'angle du vilebrequin ...	299
Figure 2.5 : Variation de la charge résultante en fonction de l'angle du vilebrequin	299
Figure 2.6 : Variation de l'excentricité axiale et radiale en fonction de l'angle du vilebrequin	30
Figure 2.7 : Variation de l'excentricité résultante en fonction de l'angle du vilebrequin	31
Figure 2.8 : Variation de l'épaisseur minimale du filme en fonction de l'angle du vilebrequin	32
Figure 2.9 : Variation des couples de frottement en fonction de l'angle du vilebrequin	33
Figure 2.10 : Variation du débit fluide en fonction de l'angle du vilebrequin	34
Figure 2.11 : Variation de la puissance en fonction de l'angle du vilebrequin	35
Figure 2.12 : Variation l'angle de calage de la pression active en fonction de l'angle du vilebrequin	36
Figure 2.13 : Variation l'angle de calage en fonction de l'angle du vilebrequin	36
Figure 2.14 : Répartition de la pression sur le palier développé	37

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Valeur des paramètres du moteur 4 cylindres Mitsubishi	288
--	-----

INTRODUCTION
GENERALE

Introduction générale

Les contacts lubrifiés jouent un rôle important dans les systèmes mécaniques parce qu'ils réduisent principalement le frottement et évacuent la chaleur. Dans le cas de moteurs thermiques, 28% de la consommation totale d'énergie est perdue par les frottements mécaniques et 22.5% de ces pertes sont liées aux paliers. [1]

Dans les automobiles actuelles le palier de tête de bielle est soumis à des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères. Au cours des années précédentes, le comportement du palier a été étudié en commençant par l'étude des paliers rigides jusqu'aux paliers flexibles. Les analyses du contact arbre-coussinet ont été effectuées en prenant en compte les effets de déformations élastique et thermique, de la variation de la viscosité ou de la forme du palier. Les études ont été principalement centrées sur le problème de traitement de l'équation de Reynolds pour analyser la lubrification d'un palier de bielle.

Le comportement, la durée de vie et la tenue des paliers hydrodynamiques dépendent de nombreux paramètres, parmi lesquels les paramètres géométriques (dimensions et formes du palier), cinématiques et dynamiques (vitesse de rotation et charge appliquée), les caractéristiques du lubrifiant (essentiellement sa viscosité et dans certains cas sa masse volumique) et la nature des matériaux formant le palier.

Le premier chapitre de ce mémoire est dédié à une étude bibliographique de la modélisation des paliers, et notamment des paliers de tête de bielle, qui permet dans un premier temps de présenter de généralités concernant les différents types de paliers, présenté pour essayer de situer l'intérêt de notre contribution par rapport à ce qui se fait dans le domaine de lubrification.

Le deuxième chapitre est d'écrire les équations de bases du palier hydrodynamique de la lubrification ainsi que le calcul des différents paramètres. La méthode que nous avons choisie d'utiliser pour l'analyse des problèmes de lubrifications est basée sur une discrétisation de l'équation de Reynolds par éléments finis. On a utilisé le programme de Fortran pour résoudre ce dernier.

Chapitre 1

Une partie importante de la recherche est aujourd'hui axée sur les économies d'énergie, où l'efficacité est devenue une priorité, tant en termes de consommation que d'énergie. Par conséquent, les frottements et l'usure doivent être encore réduits pour améliorer les performances de la machine et minimiser les pertes d'énergie. Pour de nombreux mécanismes, cela nécessite de s'intéresser aux questions de lubrification, notamment la lubrification hydrodynamique.

1 Les paliers hydrodynamiques

Les paliers sont des organes de machines utilisés pour guider les arbres en rotation. Deux grandes familles de paliers existent : les paliers lisses et les paliers à roulements. Dans les premiers, l'arbre prend appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant ; dans les seconds, des corps roulants (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur. Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les paliers porteurs pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée pour lesquels la charge est axiale.

Nous ne parlerons que des paliers fluides et plus particulièrement des paliers et des butées hydrodynamiques dans lesquels un film mince de fluide sépare les surfaces en mouvement relatif. [1]



Figure 1.1 : Palier hydrodynamique

1.1 Les mouvements des paliers

Les paliers sont généralement utilisés pour monter des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple les poulies, roues, engrenages, etc. La transmission des charges de la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact : la surface extérieure de l'axe supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé. Les différents types de mouvement relatif des paliers sont illustrés à la (figure 1.2). [14]

Ces mouvements peuvent être du type suivant :

- Translation (palier linéaire communément appelé glissières)
- Rotation (palier rotatif)
- Translation et rotation (palier mixte)

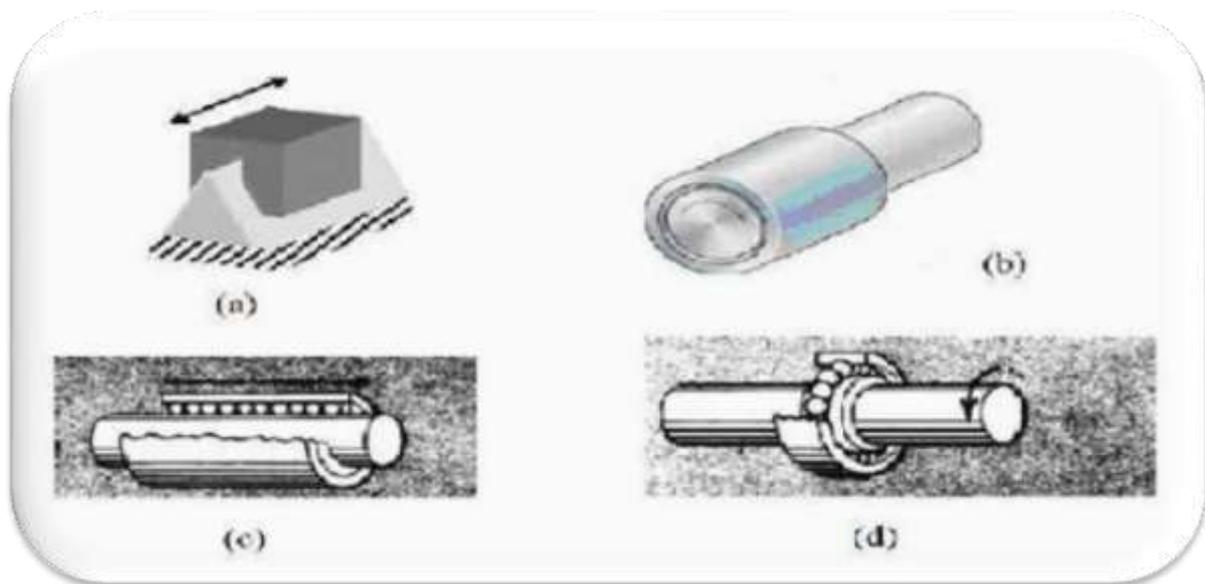


Figure 1.2 : Différents mouvements des paliers [14]

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

1.2 Les différents types des paliers

Le palier est un support ou un guide qui détermine la position d'une pièce mobile par rapport aux autres pièces d'un mécanisme. Dans la pratique, les principaux supports sont : [2]

- paliers de roulements
- paliers secs
- paliers poreux
- paliers magnétiques
- paliers fluides (hydrodynamique, hydrostatique et hybride)

1.3 Les paliers hydrodynamiques

Dans un palier HD, les surfaces sont complètement séparées par un fluide visqueux, la géométrie du palier ainsi que le déplacement relatif des surfaces donnent naissance à une pression dans le film lubrifiant. [1]

Ce type de paliers est conçu 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

On distingue deux types de configuration de paliers hydrodynamiques :

- Les paliers à géométrie fixe
- Les paliers à géométrie variable

1.3.1 Les paliers à géométrie fixe

1.3.1.1 Les paliers lisses cylindriques

L'utilisation de ce type de paliers est assez fréquente, les plus basiques comportent un arbre tournant à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire 360°), un film lubrifiant sépare totalement ces deux éléments (figure 1.3). On trouve leur utilisation dans les moteurs thermiques, les compresseur, les réducteurs, les alternateurs,... etc. [3]



Figure 1.3 : Palier lisse [3]

Les paliers lisses cylindriques sont regroupés en trois types et ceci selon leur diamètre, on distingue ainsi : les paliers infiniment courts, les paliers infiniment longs et enfin les paliers de longueur finie.

1.3.1.1.1 Les paliers courts : On dit d'un palier qu'il est court si le rapport de sa longueur par rapport à son diamètre (L/D) a une faible valeur (L/D). [4]

1.3.1.1.2 Les paliers infiniment longs : Lorsque le rapport (L/D) prend une grande valeur, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. Ce calcul concerne les paliers pour les quels ($L/D > 4$). L'hypothèse posée pour les paliers infiniment longs est celle d'un gradient de pression axial négligeable devant celui de pression circonférentiel. [4]

1.3.1.1.3 Les paliers de longueur finie : On considère qu'un palier est de longueur finie, dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0,125 et 4. Dans les deux cas précédents, il s'agit de configurations extrêmes. Le palier de longueur finie est le plus apte à donner une configuration réelle du palier, les résultats qu'il permet d'obtenir sont plus proches de la réalité que ceux obtenus des deux types précédents, car pour le calcul d'un palier de longueur finie les hypothèses simplificatrices ne sont pas prises en compte. [4]

1.3.1.2 Caractéristiques géométriques

L'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c et de longueur L sont les deux éléments qui composent un palier lisse. On peut donc schématiser ce type de palier par deux cercles de rayons voisins, comme le montre la (figure 1.4). [4]

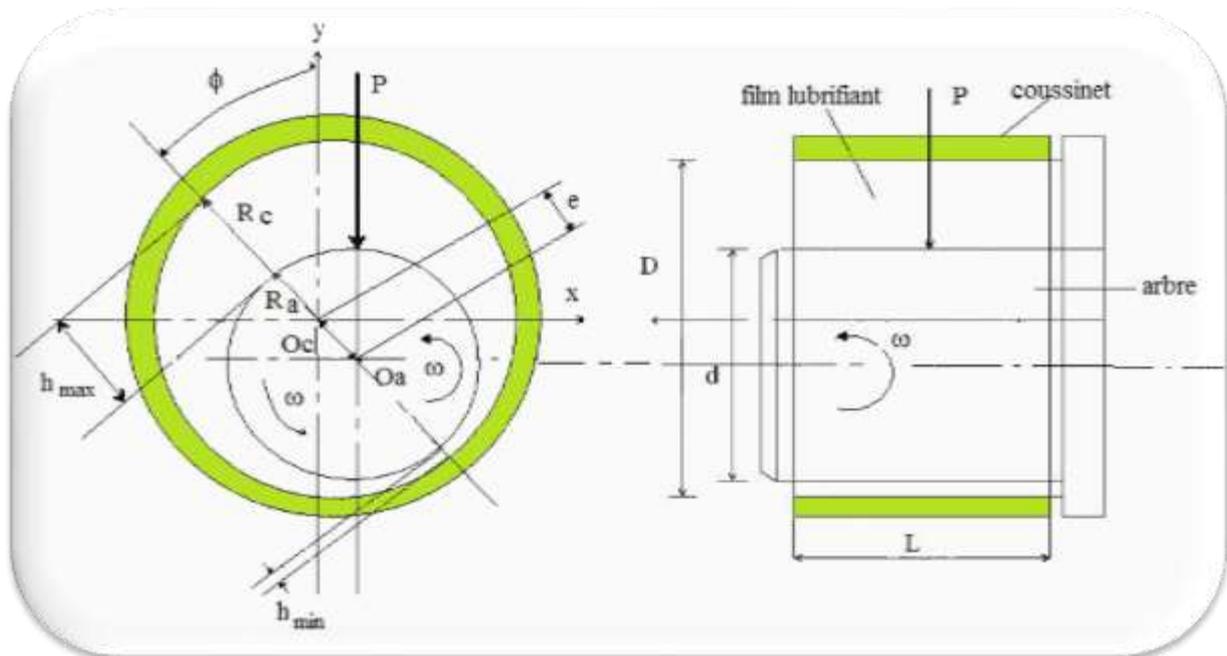


Figure 1.4 : Caractéristique de fonctionnement du palier hydrodynamique [4]

Un palier lisse est donc caractérisé par trois grandeurs :

- Le jeu radial $C = RC - Ra$.
- Le jeu relatif (C/R) est de l'ordre de 0,001.
- Le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier.

1.3.1.3 Principe de fonctionnement d'un palier lisse

Un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs: le jeu radial $C = R_C - R_a$, le rapport C/R (ou jeu relatif de l'ordre de 10^{-3}) et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier. [4]

La figure présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge. Les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

A l'arrêt : (figure 1.5a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance $O_c O_a$ est égale au jeu radial C .

Au démarrage : (figure 1.5b), l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Position stabilisée : (figure 1.5c), Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge. Pour une vitesse de rotation stable, et une charge W constante, le centre de l'arbre O_a occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur des forces extérieures se réduit à une force unique W_r qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles.

Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner O_a par rapport à O_c . On utilise habituellement la distance $O_c O_a$ appelée excentricité et l'angle que fait la direction de la charge W_r avec la ligne des centres $O_c O_a$ appelé angle de calage ϕ .

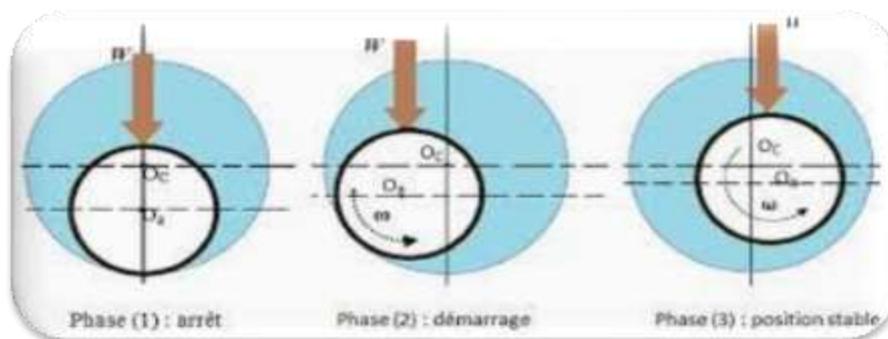


Figure 1.5 : Schématisation d'un palier lisse [4]

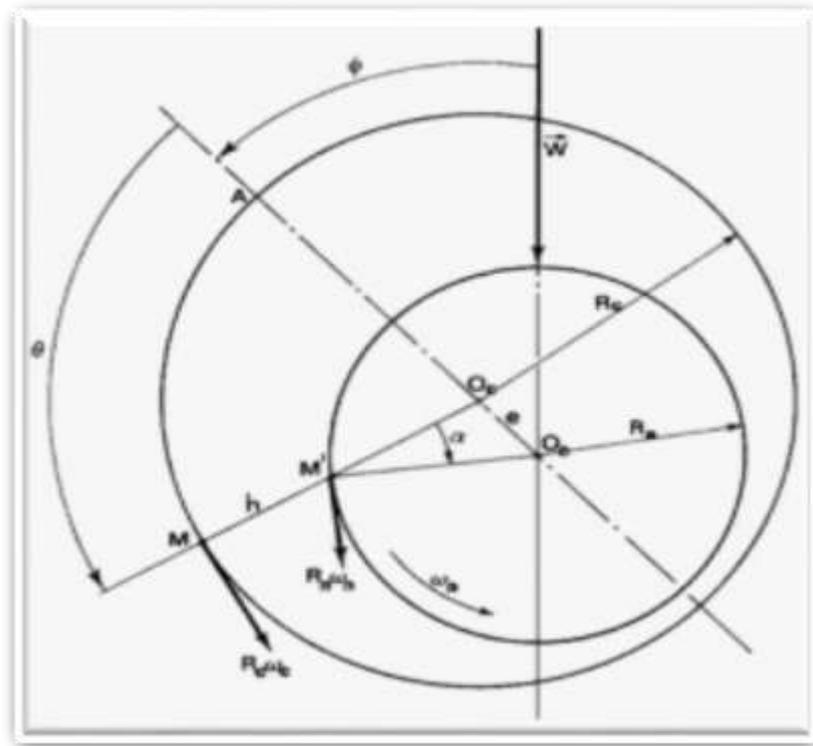


Figure 1.6 : Section droite du palier [4]

1.3.2 Les paliers à géométrie variable

Communément appelées « paliers à patins oscillants », ces paliers sont réglables par leur mode de fonctionnement (figure 1.7). Ils sont composés de n patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots.

1.3.2.1 Caractéristiques géométriques :

Les principaux caractères sont :

- Le nombre de patins n .
- Le rayon de l'arbre R_a .
- Le rayon de cercle des pivots R_b .

- L'amplitude angulaire β , la largeur L , le rayon de courbure R_p , la masse équivalente de chaque patin ($M = I/R_p$) où I est le moment d'inertie du patin par rapport à son pivot.
- La position des pivots ψ_i .
- Le jeu d'usinage du patin $C_p = R_p - R_a$.
- Le rapport α/β qui définit la position angulaire du pivot.
- La distance a qui sépare le centre géométrique du palier du centre de courbure du patin.
- Le coefficient de précharge géométrique $m = a / C_p$.

Sous charge nulle, les centres de l'arbre O_a et du palier O sont confondus (figure 1.a).

Si le coefficient de précharge géométrique m est nul, il n'y a pas de génération de pression hydrodynamique. Les patins sont alors en position d'équilibre.

Il y a alors un risque de contact entre l'extrémité du patin et l'arbre. Par contre, lorsque le coefficient de précharge géométrique m est différent de zéro, tous les patins sont hydrodynamiquement chargés.

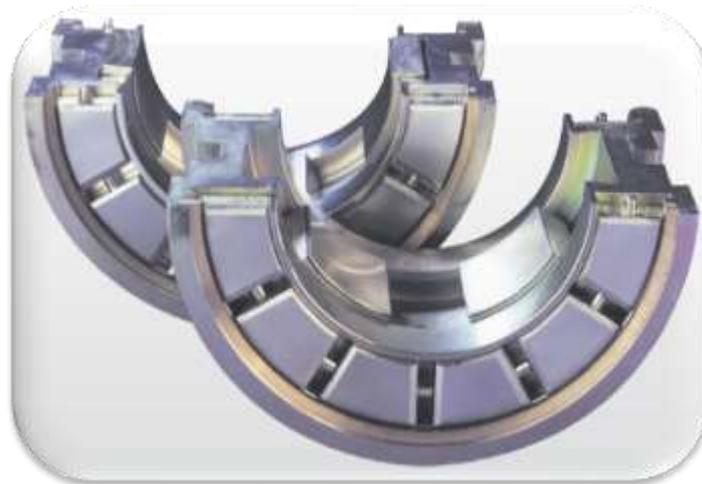


Figure 1.7 : Palier à patins oscillants [3]

Le paramètre de pré-charge géométrique est donc très important puisqu'il assure, comme dans le cas des paliers à géométrie fixe, une bonne rigidité du système sous charge nulle. Lorsque le palier est chargé, l'arbre est excentré (figure 1.b).

Les patins quant à eux tournent autour de leurs pivots. Ils occupent alors une position d'équilibre statique telle que l'action hydrodynamique exercée sur chaque patin passe par son pivot et que la résultante de toutes les forces F_i soit égale et opposée à la charge statique extérieure W_0 supportée par le palier.

En régime dynamique, les patins peuvent suivre le mouvement de l'arbre, ce qui est à l'origine du palier.

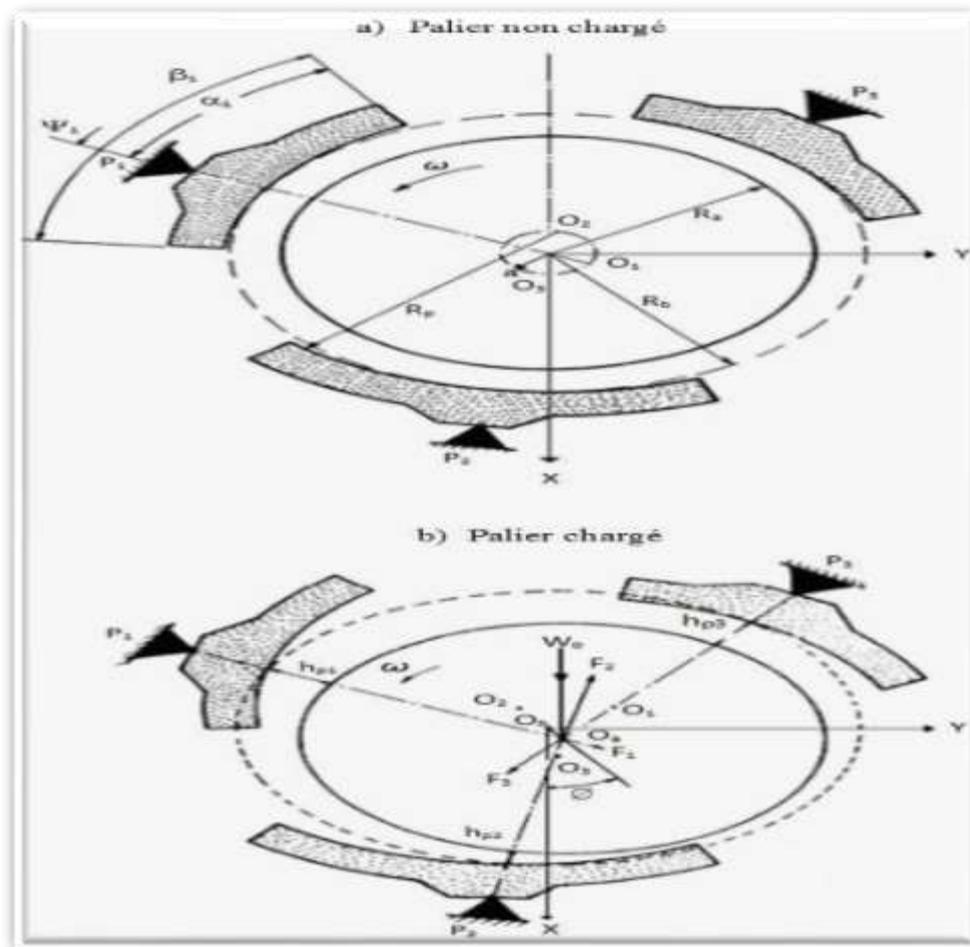


Figure 1.8 : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants [3]

2 Palier de bielle

Le palier de bielle, composé de deux demi-paliers, réduit les frottements entre la bielle et le vilebrequin. Sa lubrification est extrêmement importante et s'effectue par la rainure centrale. Les roulements de bielle usés émettent un cliquetis à des vitesses élevées et stables. Si tel est le cas, ils doivent être changés sans délai.



Figure 1.9 : Palier d'un moteur

2.1 La bielle dans Moteur à combustion interne

Dans les moteurs à combustion interne, les bielles transforment le mouvement alternatif rectiligne des pistons en un mouvement rotatif quasi continu du vilebrequin. La bielle comporte deux alésages circulaires, l'un de petit diamètre, appelé pied de bielle, et l'autre de grand diamètre, appelé tête de bielle.

2.2 Les Composant de bielle

Le pied de bielle : est engagé autour de l'axe du piston. La friction entre la bielle et l'axe est réduite par l'interposition entre les deux pièces mobiles d'une bague circulaire recouverte ou constituée de métal antifriction (bronze, par exemple), ou de roulements (à aiguilles le plus souvent).

La tête de bielle : elle enserre le maneton du vilebrequin. Pour permettre le montage dans le cas d'un vilebrequin assemblé, la tête est coupée en deux dans un plan diamétral perpendiculaire à l'axe général de la pièce. La partie coupée s'appelle le chapeau de bielle. Après montage, le chapeau (ou pontet) est rassemblé au reste de la bielle par des boulons.

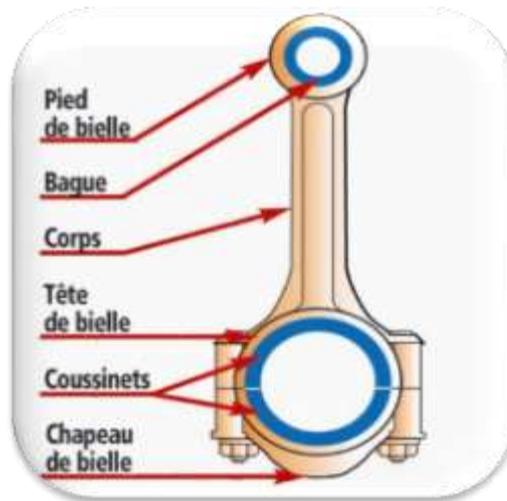


Figure 1.10 : Les composants de bielle

2.3 Les coussinets de bielle

Les coussinets de bielle est en alliage métallique pour une meilleure résistance aux frottements composés de deux demi-coussinets. En effet, son rôle est de réduire les chocs et les frottements entre le vilebrequin et la bielle entre laquelle il se trouve. Par conséquent, il est conçu pour résister à la combustion et réduire l'inertie créée par la rotation du moteur.

Pour ce faire, il doit être lubrifié régulièrement. Pour cette raison, la rainure centrale du coussinet de bielle fournit un film d'huile solide pour le lubrifier.



Figure 1.11 : Coussinet de bielle

2.4 Changement d'un coussinet de bielle

Les coussinets de bielle sont des pièces d'usure en raison des frictions qu'ils subissent en permanence. Les coussinets de bielle ont une durée de vie d'environ **200 000 km**. Les bielles doivent généralement être changées en même temps que les coussinets.

3 La lubrification

La lubrification hydrodynamique est un domaine important de la tribologie, c'est l'étude des contacts dans lesquels un film de fluide sépare les surfaces en présence. [8]

Dans le cas où le film de fluide sépare totalement les surfaces, les aspérités et les défauts de forme ont des dimensions inférieures à l'épaisseur du film.

Dans tous les mécanismes étudiés, le problème peut se schématiser de la façon suivante (figure 1.12) :

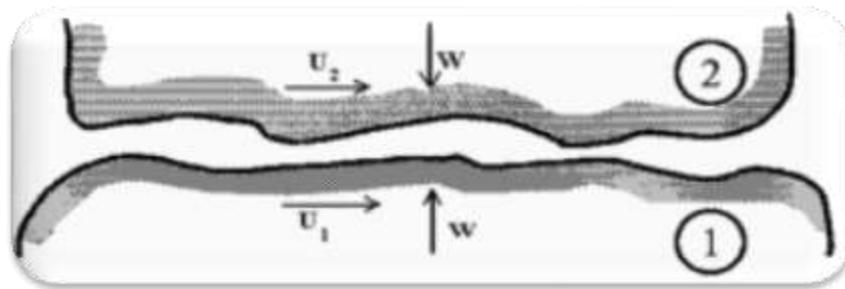


Figure 1.12 : Schéma d'un contact lubrifié

Un film de fluide visqueux sépare les deux surfaces du mécanisme ; il s'agit de calculer :

- la charge W que peut supporter le contact.
- la force F ou le couple de frottement C .
- le débit Q du fluide dans le mécanisme.
- la puissance P dissipée dans le contact.

Ainsi il faut déterminer le champ de pression et le champ de vitesse dans le fluide. Par ailleurs, l'intégration des contraintes de cisaillement aux surfaces du contact donnera la force ou le couple de frottement.

La pression peut être créée par une pompe extérieure au contact c'est l'hydrostatique : c'est le cas par exemple de certains paliers et des glissières de certaines machines outils.

La pression peut être créée par le déplacement relatif des surfaces, c'est l'hydrodynamique cela concerne les butées, les paliers fluides, les garnitures mécaniques....

3.1 Courbe de Stribeck

Définition

La courbe permet de différencier trois modes de fonctionnement ou régimes de lubrification d'un palier. Ceux-ci sont identifiés en fonction du type d'interactions de contact qui survient entre la surface de matériau antifriction et la surface antagoniste. [5]

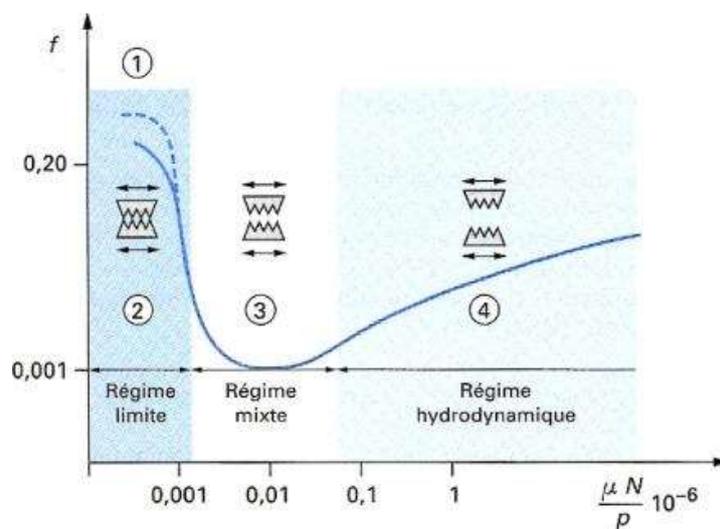


Figure 1.13 : Les différents régimes de lubrification [5]

La (figure 1.13), illustre ces trois modes de fonctionnement :

- la région 1 : est définie comme étant un régime de lubrification limite.
- la région 2 : correspond à un régime de lubrification dit mixte.
- la région 3 : est dite lubrification hydrodynamique.

4 Différents régimes de lubrification

Les contacts lubrifiés un film protecteur sépare les surfaces en contact. Selon les pressions de contact et la vitesse relative des surfaces, différents régimes de lubrification peuvent exister. Ces différents régimes sont successivement décrits dans le cas des contacts surfaciques et des contacts hertziens. Des exemples de mécanismes lubrifiés illustrent ces différents types de contact.

Selon les conditions de fonctionnement, différents types de lubrification existent dans les systèmes lubrifiés. Compte tenu des valeurs de la pression dans le contact, il est classique aujourd'hui de distinguer les contacts basses pressions ou contacts surfaciques, des contacts à haute pression ou contacts hertziens. Bien évidemment il n'existe pas une frontière stricte entre ces différents types de contacts et certains mécanismes tels les paliers de bielles des moteurs thermiques et le contact segments piston chemise se situe à la frontière. On classe généralement les paliers, les butées hydrodynamiques et les joints d'étanchéité à faces radiales dans la catégorie des contacts surfaciques, en revanche, les roulements, les engrenages, les systèmes cames poussoirs et les joints à lèvres relèvent sont classées dans la catégorie des contacts hertziens.

L'étude et la modélisation de différents types de contact font appel à des concepts très différents selon les conditions de fonctionnement et en particulier selon les vitesses et les lubrifiants utilisés.

4.1 La lubrification limite

A faible vitesse et pour des pressions de contact modérées, la séparation des surfaces est essentiellement due aux molécules d'huile adsorbées. Ce type de lubrification qui correspond à la zone I de la courbe Stribeck est assuré par des molécules d'huile polaire qui « s'accrochent » aux surfaces (figure 1.14). Les liaisons ne correspondent pas à de véritables réactions chimiques.

En fait les molécules lubrifiantes forment soit des monocouches épilâmes de substances polaires (acides gras ou savons) qui adhèrent aux surfaces par adsorption ou par chimisorption soit des colloïdes compacts (carbonate de calcium amorphe par exemple) qui forme un film qui sépare les surfaces [2,3]. Ce type de lubrification concerne directement la physico-chimie des surfaces et des lubrifiants.

L'épaisseur des couches adsorbées de lubrifiant est de l'ordre de quelques centaines d'Angstrom ($\sim 10^{-8}$ m). Le frottement est relativement important, le coefficient de frottement est compris entre 0.05 et 0.15, selon la nature du lubrifiant et les matériaux qui forment le contact. Ce type de lubrification se rencontre dans les petits mécanismes comme les serrures, les machines à coudre ...etc. [6]

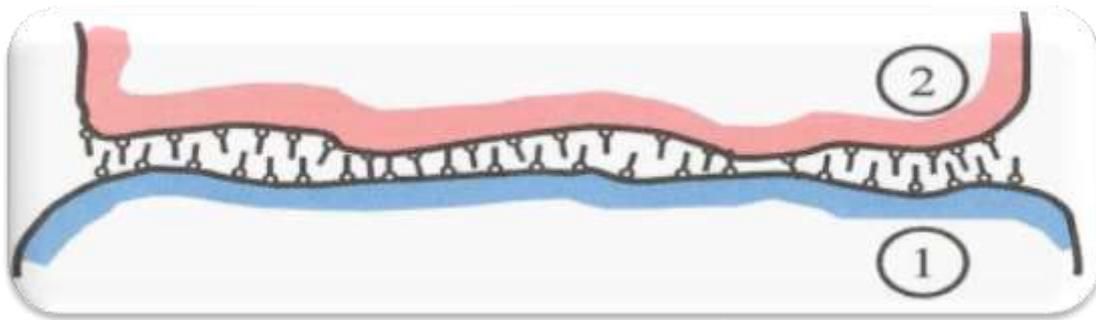


Figure 1.14 : Lubrification limite

4.2 La lubrification mixte

La zone II correspond à la lubrification mixte. Cette lubrification peut être considérée comme une transition entre la lubrification limite et la lubrification hydrodynamique qui correspond à la zone III de la courbe de Stribeck. Ce phénomène est due généralement à la rugosité des surfaces il existe des zones convergentes dans le film fluide qui permettent la génération de pression hydrodynamique. Ainsi une partie de la charge est supportée par des zones fluides et l'autre partie par des zones où le contact est en lubrification limite (figure 1.15).

Dans les zones fluides, le frottement, dû au cisaillement du fluide, est directement proportionnel à la viscosité du lubrifiant. Généralement ce frottement est nettement plus faible que le frottement existant en lubrification limite. Ainsi lorsque la vitesse augmente, les zones de lubrification hydrodynamique se développent et celles en lubrification limite se réduisent ce qui entraîne une diminution du frottement. [6]

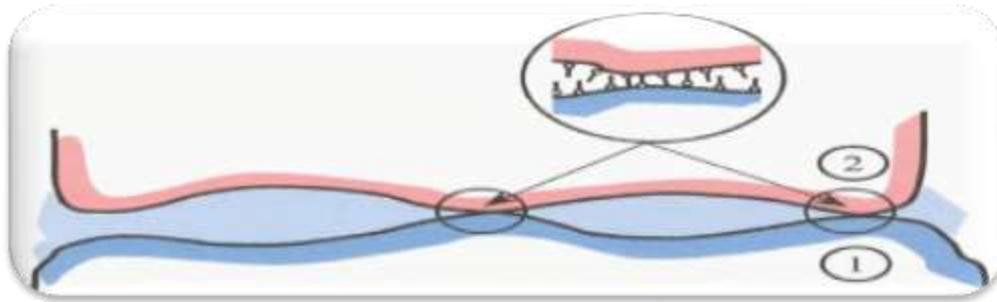


Figure 1.15 : Lubrification mixte

Ce type de lubrification existe jusqu'à ce que la vitesse des surfaces soit suffisante, pour que par effet hydrodynamique, le film lubrifiant sépare totalement les surfaces.

4.3 La lubrification hydrodynamique

La zone III est une représentation de la lubrification hydrodynamique. Le lubrifiant visqueux est entraîné dans le contact qui forme un espace convergent dans lequel se développe une pression hydrodynamique. Cette pression permet la séparation totale des surfaces antagonistes en contact et équilibre la charge.

Dans le cas où le film lubrifiant est très faible, il est possible de tenir compte des rugosités des surfaces ce qui permet de prévoir le fonctionnement du mécanisme lorsqu'il existe encore quelques contacts entre les aspérités des surfaces. De façon générale en lubrification hydrodynamique, il existe une dissipation d'énergie dans le film qui se traduit par une force ou un couple de frottement. Cependant le coefficient de frottement n'est pas utilisé car selon les conditions de fonctionnement, il peut varier entre 10^{-3} et une valeur quasi infinie. On lui préfère soit le couple adimensionné, soit le nombre de frottement. [6]

5 La cavitation

La cavitation est un phénomène qui se produit lorsque les bulles de vapeur se forment dans un liquide en raison d'une chute de pression, puis s'effondrent violemment. C'est habituellement une conséquence des fluides se déplaçant à grande vitesse lorsque la pression locale chute en dessous de la pression de vapeur permettant de vaporiser de petites quantités de liquide. Il s'agit généralement d'un problème pour les composants mécaniques tels que les hydrofoils, les hélices de navires, les moteurs automobiles et les pompes centrifuges dans les secteurs de la marine, de l'automobile et des applications industrielles. [7]

5.1 La cavitation dans l'automobile

La cavitation dans l'automobile peut se manifester dans deux parties de moteur:

- a) Dans le circuit d'huile lorsque le moteur fonctionne à régime élevé ; la cavitation apparaît alors sur les coussinets des paliers.



Figure 1.16 : Coussinet de bielle érodé par la cavitation

- b) Dans le circuit de refroidissement des moteurs (Diesel notamment) fonctionnant dans des conditions thermiques très sévères ; les effets de la cavitation peuvent être catastrophiques comme le percement des chemises, de la culasse et de la pompe à eau (figure 1.17).



Figure 1.17 : Couvercle de pompe à eau érodé par la cavitation

5.2 Causes possibles

- Les températures ou les éléments à bas point d'ébullition peuvent favoriser la cavitation.
- Éléments présents dans l'huile : eau, carburant, résidus d'érosion et crasse.
- Pression d'huile trop basse : pertes de pression imprévues (par exemple avec une pompe à huile défectueuse) ou pression réglée sur une valeur trop basse.
- Pression de vapeur de l'huile utilisée trop basse.
- Augmentation de température dans le coussinet (par exemple en cas de manque d'huile).
- Les huiles à basse viscosité augmentent le risque de cavitation.
- Les couches creuses/inclusions (par exemple dépôts de calamine) au dos du coussinet peuvent entraîner des vibrations de la coquille de coussinet et occasionner ainsi une cavitation.

Par vibrations ou aspiration :

- l'interstice de lubrification est trop grand, d'où une baisse de la pression hydrodynamique dans l'interstice du coussinet.

Chapitre 2

1 Introduction

Les paliers de tête de bielle des moteurs d'automobile comprennent deux contacts différents : un contact lubrifié hydrodynamique entre les coussinets et le vilebrequin et un contact sec entre le dos des coussinets et le logement (figure 2.1).

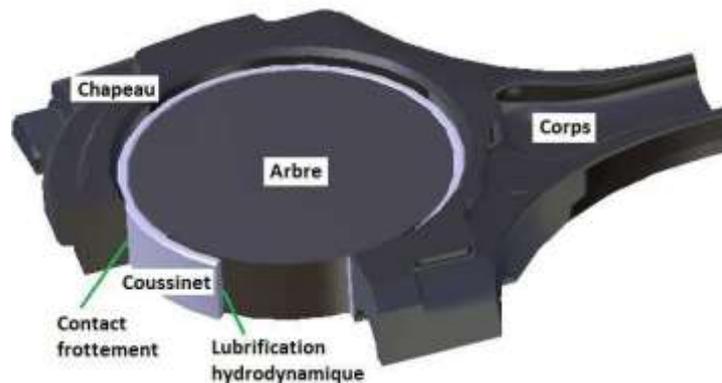


Figure 2.1 : Différents contacts d'un palier composé

Le premier contact est résolu en employant les théories d'un palier hydrodynamique de longueur finie. Ce palier est rigide ou élastique, soumis à un chargement statique ou dynamique et lubrifié par un lubrifiant iso-visqueux ou piezo-visqueux.

Le deuxième contact est résolu en considérant la loi de frottement de Coulomb. La méthode des éléments finis est souvent utilisée pour calculer des liaisons de ce type de contact.

Dans le cas d'une lubrification hydrodynamique, le film de fluide de surface est complètement séparé, ce qui signifie que la rugosité et la déformation des surfaces ont des dimensions inférieures à l'épaisseur du film. La formation et le maintien d'un film liquide oblige la présence de pression dans ce film afin de rendre l'équilibre de charge appliqué entre deux surfaces du mécanisme.

La modélisation du problème de la lubrification hydrodynamique en régime, instationnaire nous conduit, à une équation aux dérivées partielles, dite "Equation de Reynolds" [10], qui régit l'écoulement du fluide dans le contact, et à une équation géométrique qui définit la géométrie de ce contact. L'équation de Reynolds est intégrée numériquement à l'aide de la méthode des différences finies associée à une méthode itérative du à la prise en considération des conditions limites de Reynolds (ou de Swift et Stieber) [11]. De toutes les méthodes proposées, celle de Broker [12] associé à une méthode itérative, paraît la mieux adaptée à ce type de problème.

2 Formulation du problème

Dans le cas de cette étude, le palier lisse circulaire fonctionne en régime instationnaire, la charge appliquée F est constante et sa direction est verticale.

Le système de palier étudié comprend une surface texturée par des formes géométriques sphériques.

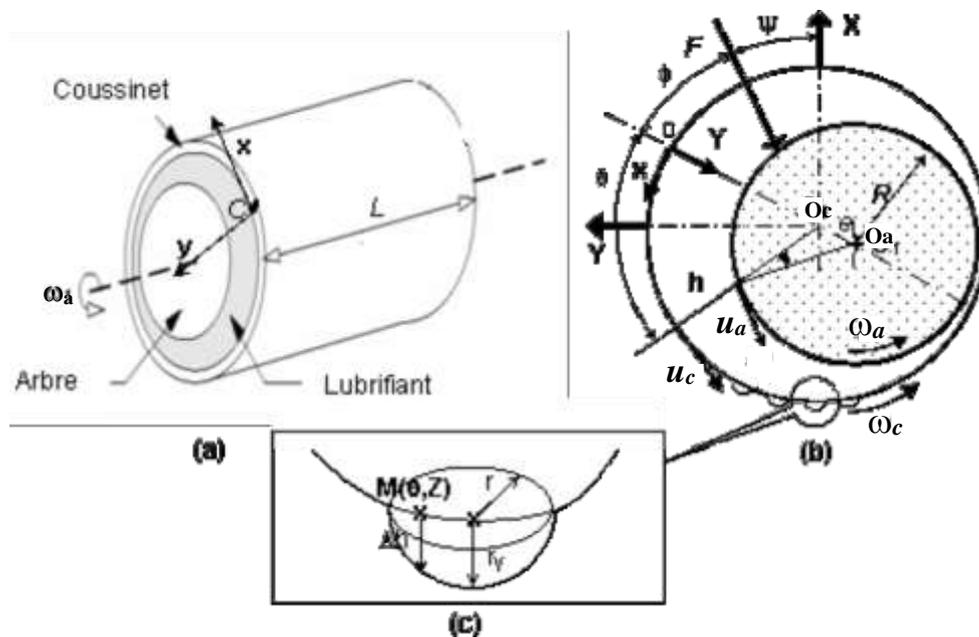


Figure 2.2 : Système du palier lisse (a) Géométrie du palier ; (b) Section droite du palier ; (c) Géométrie de la texture

Résoudre le problème revient à résoudre l'équation de Reynolds, en tenant compte de la géométrie du film fluide dans le contact ainsi que des conditions aux limites appropriées.

2.1 L'équation de Reynolds en régime transitoire

L'équation de Reynolds est l'équation de base permettant de modéliser le comportement d'un palier hydrodynamique. Elle est déduite des équations de Navier-Stokes [10]. En coordonnées cartésiennes où l'épaisseur du film h est mesurée selon y , l'équation de Reynolds s'écrit :

L'équation de Reynolds sans dimension est la suivante :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \dots\dots\dots(01)$$

$$12 \cdot \mu \cdot \frac{L \cdot D}{F \cdot (C/R)^2} \cdot \left[\left(\dot{\phi} - \varpi \right) \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \sin \theta + \dot{\varepsilon} \cdot \cos \theta \right]$$

Avec :

$$\theta = x / R, H = h / C, Z = z / L, \varpi = (\varpi_a + \varpi_c) / 2 - \psi \text{ et } P = p \cdot (L \cdot D / F)$$

2.2 Conditions limites de rupture du film

La résolution de l'équation (1) nécessite des conditions limites sur la pression. [12] Ces conditions, dites conditions de Reynolds, sont généralement utilisées dans le cas des paliers hydrodynamiques. En prenant la pression atmosphérique comme référence, elles s'écrivent:

Suivant Oz :

$$\bar{P}(\theta_s, Z = \pm 1/2, t) = 0$$

Suivant θR :

$$\bar{P}(\theta_s = 0, Z, t) = \bar{P}(\theta_s = 2\pi, Z, t) \dots\dots\dots(2)$$

Sur la frontière du film :

$$\bar{P}(\theta_s, Z, t) = 0 \text{ et } \frac{\partial \bar{P}(\theta_s, Z, t)}{\partial \theta} = 0$$

$$\bar{P}(\theta_s, Z, t) = 0 \text{ si } \theta_s < \theta < 2\pi$$

Où θ_s est la coordonnée circonférentielle indiquant la sortie de la zone active.

2.3 Equation géométrique du film

La relation géométrique [4] entre l'épaisseur du film fluide h et la position de l'arbre qui est définie par l'excentricité relative ε à chaque instant, s'écrit pour un palier parfaitement aligné :

$$h(\theta, t) = C \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot \cos \theta \right) \dots\dots\dots(3)$$

3 Résolution du problème

3.1 Méthode de mobilité pour un palier de longueur finie

Le second membre de l'équation (1) fait apparaître les deux inconnues du problème : ε et ϕ La solution classique est de donner deux valeurs arbitraire à ε et à ϕ et d'utiliser une méthode itérative sur ces deux vitesses jusqu'à ce que la charge hydrodynamique $W(t)$ calculée soit égale et opposée à la charge appliquée $F(t)$. Les calculs numériques étant très importants, Booker [12] propose d'exprimer les deux vitesses ε et ϕ suivant deux fonctions M_ε et M_ϕ telles que :

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon} &= \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot M_\varepsilon \quad \text{et} \quad \dots\dots\dots(4) \\ \dot{\varepsilon}(\phi - \varpi) &= \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot M_\phi \end{aligned}$$

Ces deux fonctions définies comme les composantes d'un vecteur \vec{M} appelé vecteur de mobilité, peuvent s'écrire :

$$M_\varepsilon = +M \cdot \cos \alpha \quad \text{et} \quad M_\phi = -M \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots(5)$$

Avec α l'angle entre le vecteur de mobilité et la direction d'excentricité $O_c\varepsilon$.

En considérant les relations (4) et (5), puis en posant $P = \vec{P} \cdot M$, l'équation de Reynolds modifiée (1) se met sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \dots \dots \dots (6)$$

$$= 12 \cdot \cos(\theta + \alpha)$$

On remarque que le second membre de l'équation (6) ne fait intervenir qu'une seule inconnue, qui est la direction de mobilité α , ce qui simplifié sa résolution.

Après l'application de la méthode différence finie à l'équation de Reynolds (6), un système d'équations linéaires est obtenu les détails sont décrits dans (Annexe A).

$$\bar{P}(I, J) = (1 - \Omega) \cdot \bar{P}(I, J) + \Omega \cdot [A(I) \cdot \bar{P}(I+1, J) + B(I) \cdot \bar{P}(I-1, J) + C(I) \cdot [\bar{P}(I, J+1) + \bar{P}(I, J-1)] + D(I)] \dots (7)$$

$P_{i, j}$ est la valeur de la pression adimensionnelle à un nœud (i,j) du maillage, A, B, C, et D sont des coefficients.

Où Ω est le coefficient de sur-relaxation qui en lubrification est généralement compris entre 1,50 et 1,85.

La direction de mobilité α est inconnue au départ. Le calcul du champ de pression dans le film nécessite le calcul, par une méthode itérative, de l'angle α qui est déterminé à chaque itération par une méthode numérique d'interpolation. Les composantes de la charge hydrodynamique du film sont alors déterminées, elles s'écrivent :

$$\bar{W}_\epsilon = \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \bar{p}(\theta, Z) \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dZ \dots \dots \dots (8)$$

$$\bar{W}_\varphi = \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \bar{p}(\theta, Z) \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot dZ$$

Ce qui permet de calculer le module du vecteur de mobilité et l'angle de calage :

$$M = \frac{2}{\sqrt{\bar{W}_\epsilon^2 + \bar{W}_\varphi^2}} \text{ et } \varphi = \text{Artg} \left[\frac{\bar{W}_\varphi}{\bar{W}_\epsilon} \right] \dots \dots \dots (9)$$

3.2 Détermination des paramètres de fonctionnement

3.2.1 Débit de fuite du palier

Le débit de fuite du palier est obtenu par intégration de la vitesse du fluide dans la direction axiale, à travers la section du film aux extrémitée du palier, s'écrit :

$$Q = -\frac{R}{6 \cdot \mu} \cdot \int_0^{2\pi} h^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z}(Z = L/2) \cdot d\theta \dots\dots\dots(10)$$

Cette intégrale, dans le cas du palier de longueur finie, ne peut être calculée que par une méthode numérique.

3.2.2 Epaisseur minimale du film

Elle correspond à la position angulaire $\theta = \pi$, elle s'écrit :

$$h_{\min} = C \cdot (1 - \varepsilon) \dots\dots\dots(11)$$

3.2.3 Couple de frottement

Dans un palier, le film lubrifiant peut se définir en deux zones distinctes (figure 2.3) qui sont les suivants :

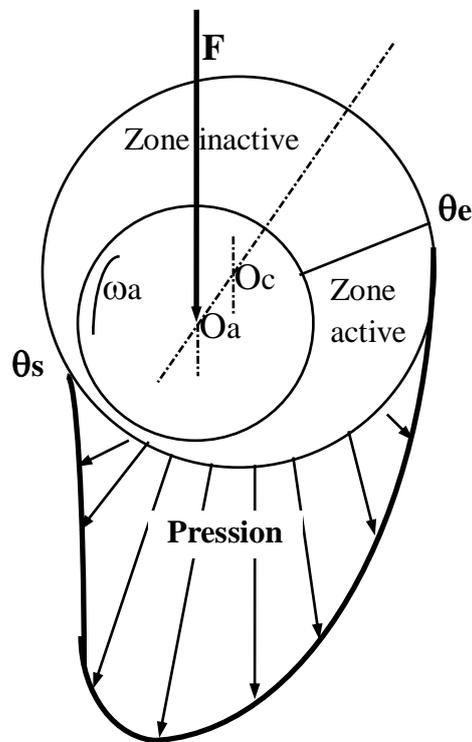


Figure 2.3 : Représentation du palier

- * la zone active pour laquelle la répartition de pression est positive $[\theta_e, \theta_s]$;
- * la zone inactive ou la pression est nulle $[\theta_s, \theta_e + 2\pi]$.

Couple de frottement dans la zone active:

Le couple de frottement dans la zone active s'écrit :

- * sur l'arbre:

$$Ca = Cp + Cg \dots \dots \dots (12)$$

- * sur le coussinet:

$$Ca = -Cp + Cg$$

Avec :

$$\begin{cases} Cp = \int_0^L \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h \, d\theta \, dz \\ Cg = \int_0^L \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu \, d\theta \, dz \end{cases}$$

Calcul de Cp:

Cp représente le couple de frottement dû au gradient de pression.

Dans son expression, seules la pression et la hauteur du film sont des fonctions de θ .

L'intégration par partie donne donc :

$$Cp = \frac{R}{2} \int_0^L \left\{ [Ph]_{\theta_e}^{\theta_s} - \int_{\theta_e}^{\theta_s} P \frac{\partial h}{\partial \theta} d\theta \right\} dz$$

Couple de frottement dans la zone inactive:

Le couple de frottement dans la zone inactive s'écrit :

$$Cina = \int_0^L \int_{\theta_s}^{\theta_e+2\pi} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu \, d\theta \, dz$$

3.2.4 Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet

La trajectoire est obtenue, pour le pas du temps considéré Δt , par intégration de la vitesse du centre de l'arbre à un instant donné. L'équation du mouvement dans le repère de calcul fixé au coussinet s'écrit :

$$\frac{d\vec{\varepsilon}}{dt} = \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot \vec{M} + \vec{\omega} \wedge \vec{\varepsilon} \quad \dots\dots\dots(13)$$

Avec : $\vec{\omega} = \frac{\omega_a - \omega_c}{2}$ la vitesse angulaire moyenne de l'arbre et du coussinet

4 Algorithme de résolution

Les calculs ont été effectués dans le cas du palier de longueur finie [10] , (en posant $\partial P/\partial \theta = 0$ dans l'équation de Reynolds) à chaque instant $t = t + \Delta t$, pour une charge dynamique $F(t)$ donnée. Le champ de pression dans le film fluide a été déterminé, à partir de l'équation de Reynolds en utilisant la méthode des différences finies. Sur relaxation pour résoudre le système d'équations linéaires associé à l'équation de Reynolds. L'intégration du champ de pression donne la charge supportée par le palier $W(t)$ et son orientation ϕ pour une direction de mobilité donnée α . Les paramètres de fonctionnement sont ensuite calculés.

5 Résultats numériques

Les résultats obtenus dans le cas du palier de bielle de longueur finie. Le système bielle-manivelle du moteur à essence, quatre cylindres Mitsubishi, qui a fait l'objet d'étude par Hiruma et Furuhami dont les travaux ont été publiés dans [13], est pris comme exemple. Les paramètres de ce moteur sont portés dans la Table 1.

Paramètres	Unité	Palier de Tête de Bielle
Alésage x course du piston	Mm	35 x 66
Largeur du palier	Mm	23
Diamètre du palier	Mm	23
Jeu radial du palier	Mm	0,015
Entre-axe de bielle	Mm	119
Rayon de manivelle	Mm	33
Viscosité dynamique du lubrifiant	Pa.s	0,0367
Vitesse de rotation du moteur	tr/min	5000

Tableau 2.1 : Valeur des paramètres du moteur 4 cylindres Mitsubishi

Les diagrammes de charge appliqué au palier de tête de bielle sont donnés par les figures (2.4, 2.5) représentent les charges axiale et radiale ainsi que la charges résultante appliquées sur la tête de bielle selon les données par le constructeur Mitsubishi concernant le moteur essence à quatre cylindres/4T.

Pour ceci, nous avons supposé la masse de la bielle égale à 1.0 kg et la position du centre d'inertie de la bielle à 2/3 de sa longueur, à partir de l'axe du piston.

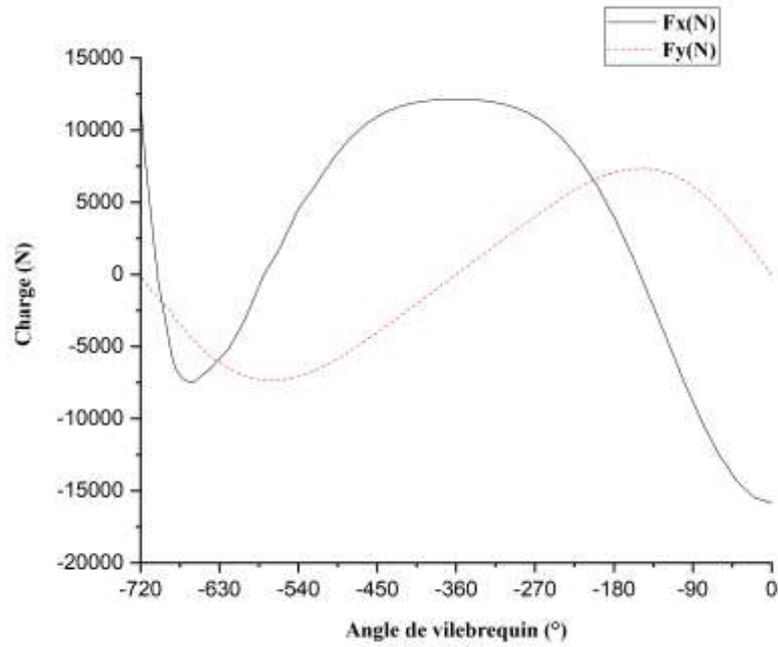


Figure 2.4 : Variation de la charge axiale et radiale en fonction de l'angle du vilebrequin

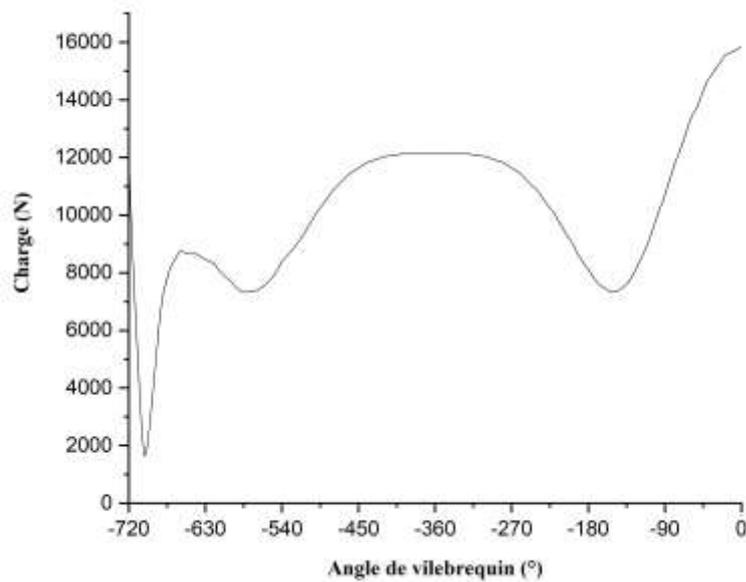


Figure 2.5 : Variation de la charge résultante en fonction de l'angle du vilebrequin

5.1 Palier de Tête de bielle

Les résultats (figure 2.6, 2.7, 2.8, 2.9, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13, 2.14) obtenus pour le palier de tête de bielle de longueur finie sont en bon accord avec ceux obtenus en utilisant l'hypothèse de la méthode de déference finie.

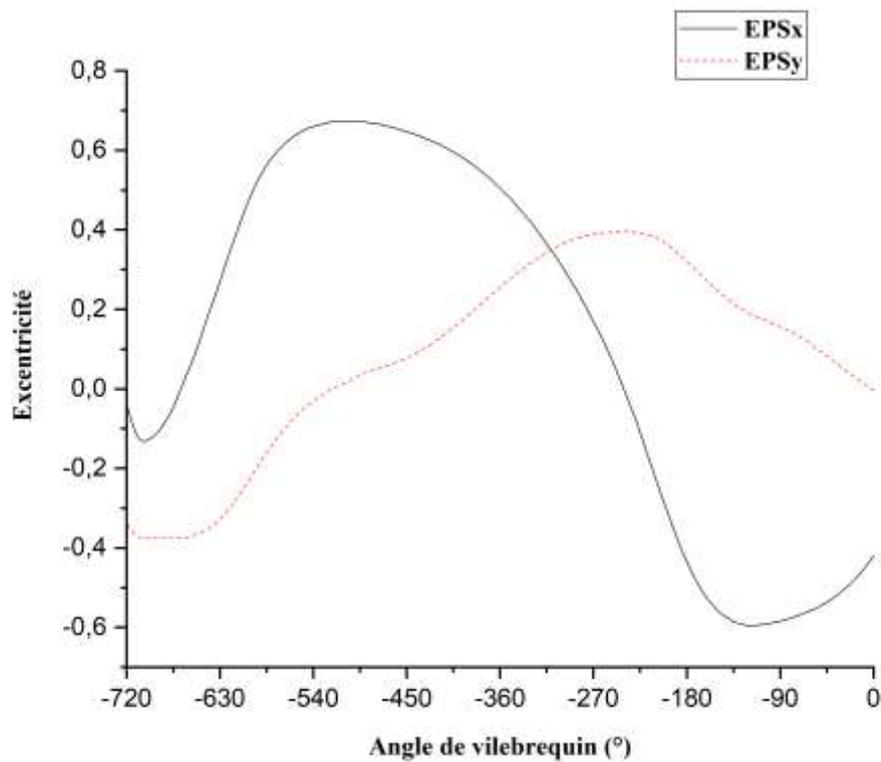


Figure 2.6 : Variation de l'excentricité axiale et radiale en fonction de l'angle du vilebrequin

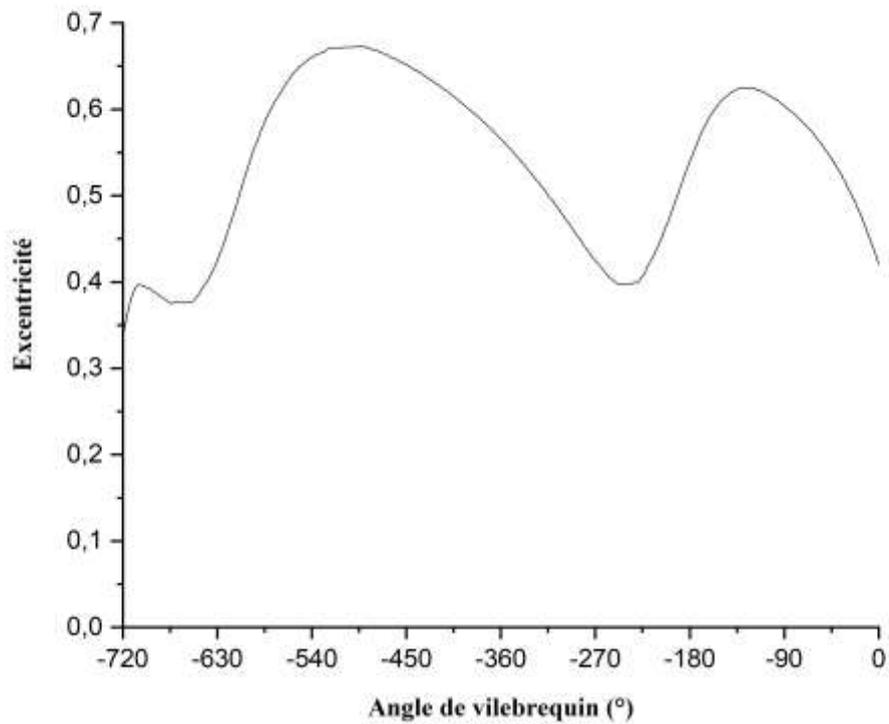


Figure 2.7 : Variation de l'excentricité résultante en fonction de l'angle du vilebrequin

L'excentricité du centre de l'arbre dans le coussinet (figure 2.7), en remarque l'existence d'une excentricité élevée dans les phases de chargement intense du moteur étudié en accord avec le diagramme correspondant à la répartition des charges appliquées en fonction de l'angle de vilebrequin.

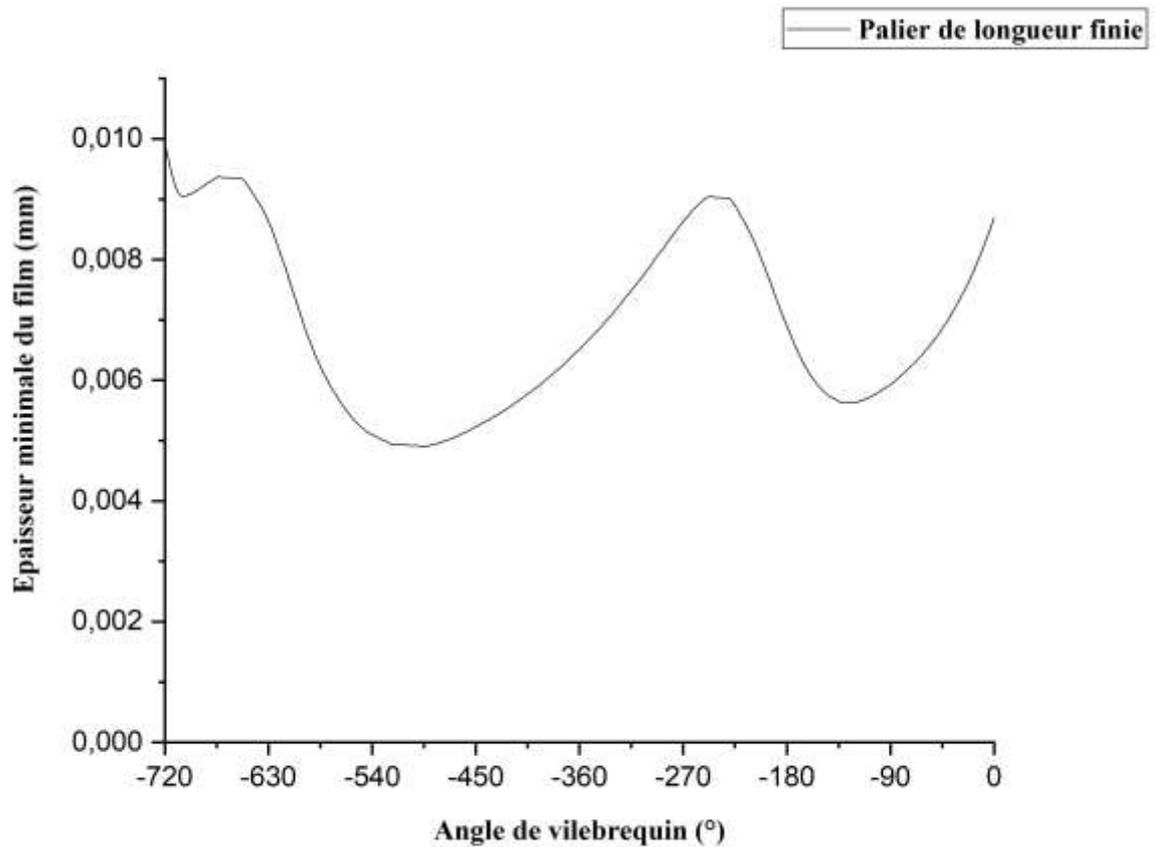


Figure 2.8 : Variation de l'épaisseur minimale du film en fonction de l'angle du vilebrequin

La (figure 2.8) de la répartition de l'épaisseur permettant d'émettre le même constat justifiant la variation des charges appliquées durant les phases motrices du moteur étudié.

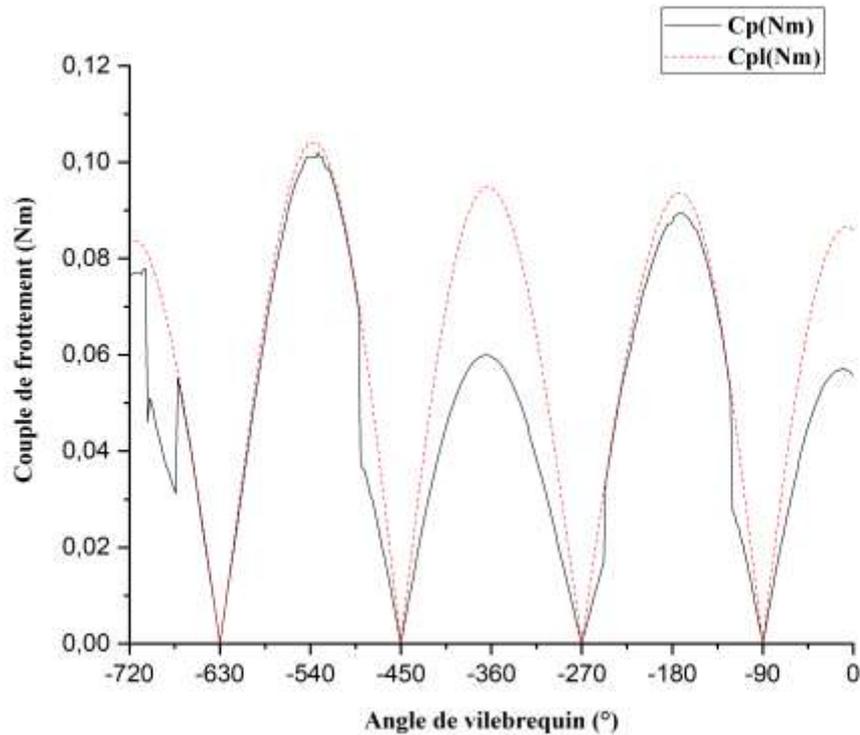


Figure 2.9 : Variation des couples de frottement en fonction de l'angle du vilebrequin

Le couple de frottement représenté dans (figure 2.9) pour le palier de longueur finie lorsque nous avons un frottement élevé en variation saccadée en concordance avec la variation de la charges appliquée sur le palier étudié, résultant des phases sévères peuvent engendrer un risque de grippage et d'usure.

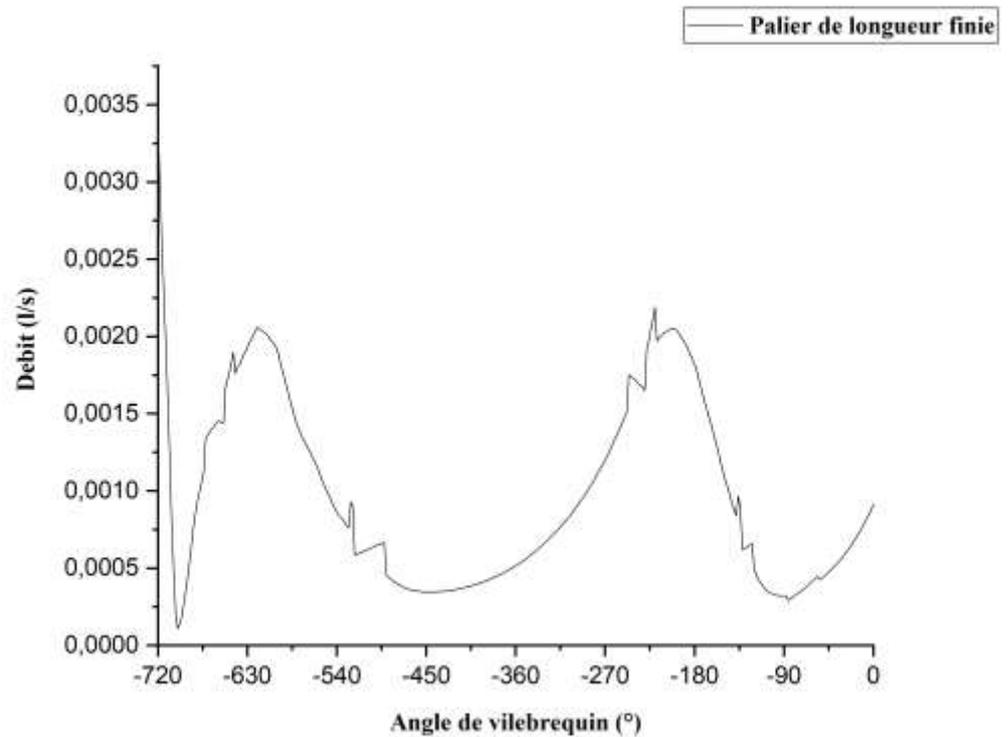


Figure 2.10 : Variation du débit fluide en fonction de l'angle du vilebrequin

La courbe du débit de fuite obtenue permet de constater la récurrence du même phénomène de l'accroissement du débit de fuite en fonction de l'angle vilebrequin, et ceux pour des charges importantes résultantes des phases motrices du moteur ayant fait l'objet de la présente étude.

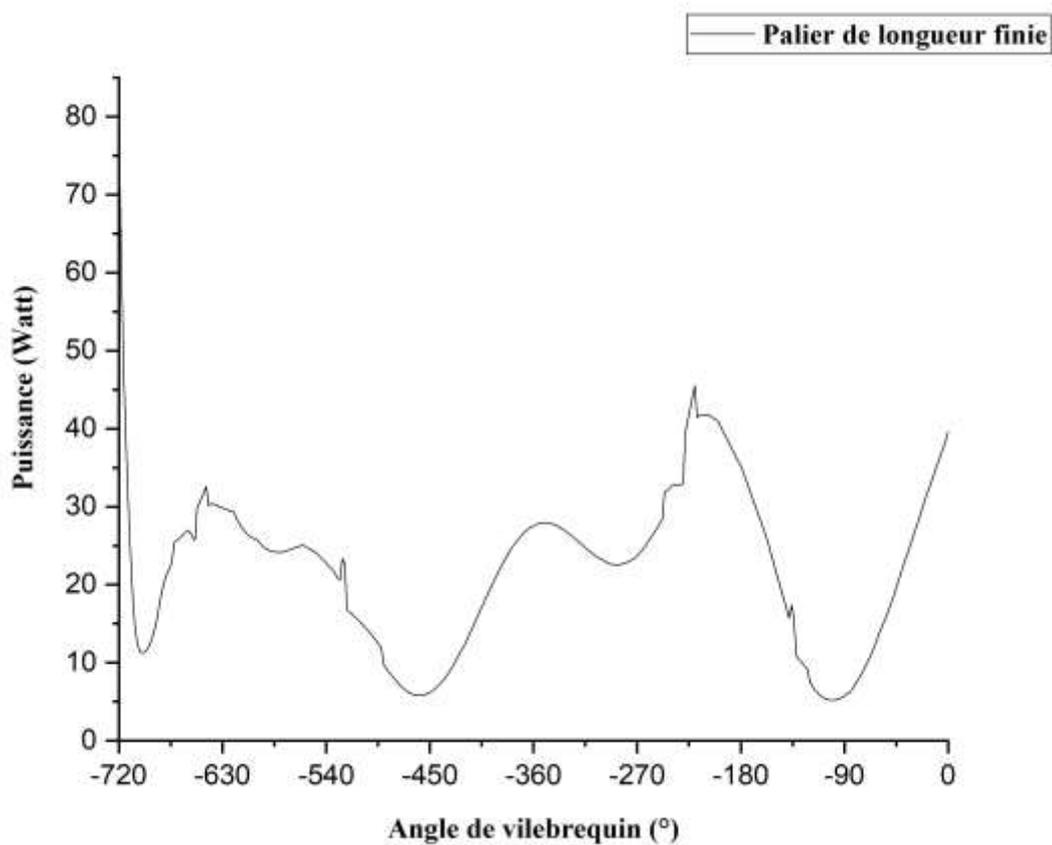


Figure 2.11 : Variation de la puissance en fonction de l'angle du vilebrequin

La puissance dans le palier de longueur fini a une relation avec un certain nombre de caractéristiques géométriques mécanique telles que le couple et le débit résultants via l'angle vilebrequin. Dans la (figure 2.11), on constate l'existence et l'apparition du même phénomène inhérent à la répartition des charges appliquées durant les différentes phases du moteur étudié.

On constate sur les (figure 2.12, 2.13) la variation de l'angle de calage dans le cas actif et inactif sur les quelles la mise en évidence de l'apparition des phases de rupture du film fluide en saccadée pouvant ainsi engendrer une usure sévère.

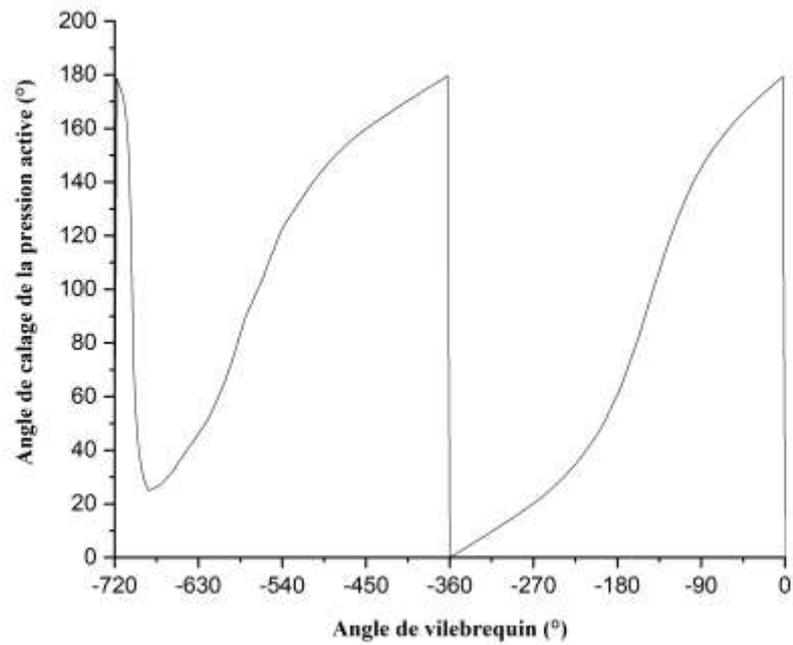


Figure 2.12 : Variation l'angle de calage de la pression active en fonction de l'angle du vilebrequin

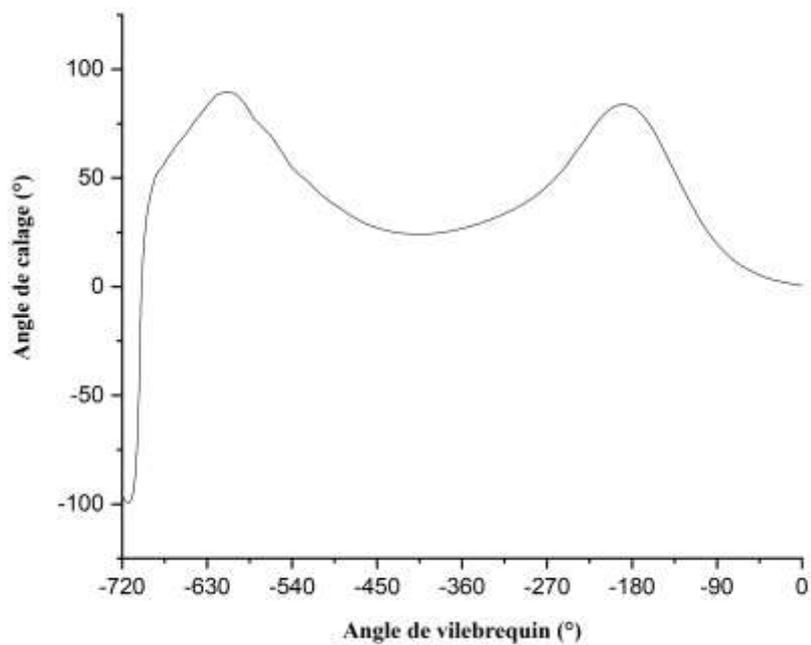


Figure 2.13 : Variation l'angle de calage en fonction de l'angle du vilebrequin

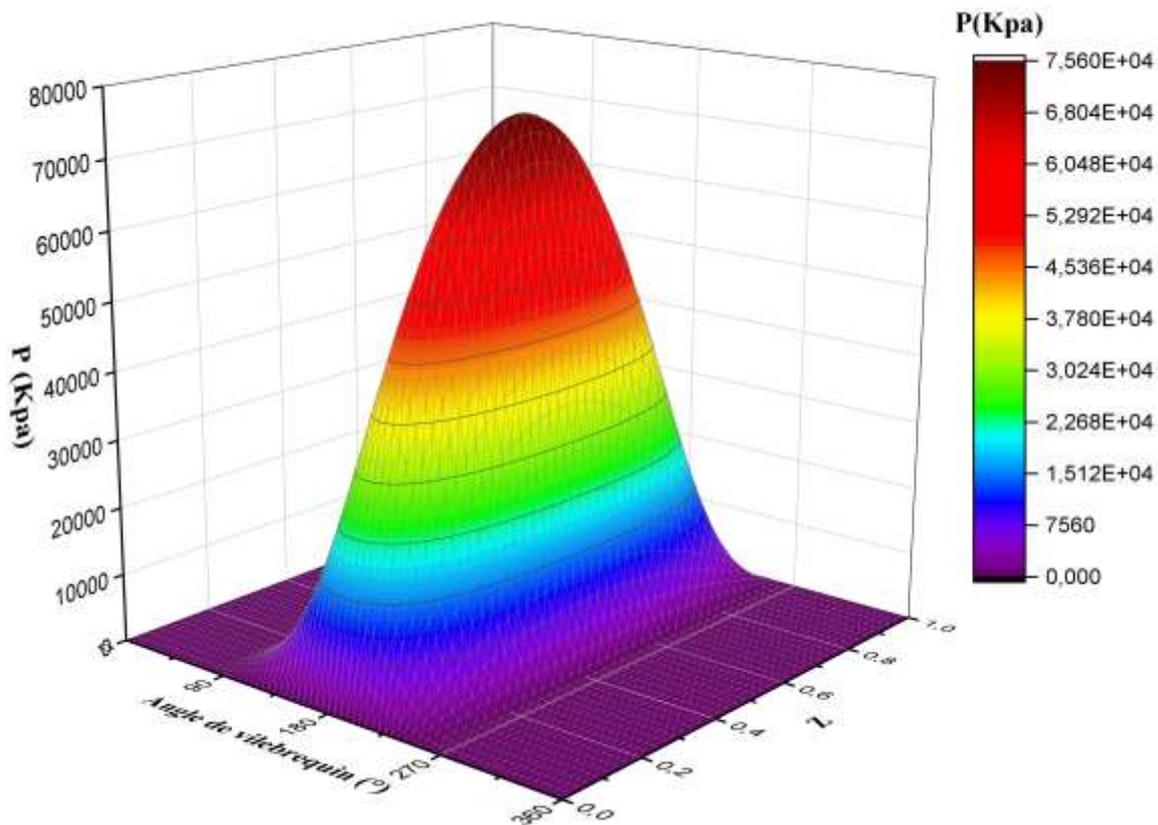


Figure 2.14 : Répartition de la pression sur le palier développé

La lecture de la (figure 2.14) décrivant la répartition bidimensionnelle de la pression sur le palier développé : permet de constater une évolution gaussienne de la pression sur le palier dans la composante axiale et radiale en fonction de l'angle vilebrequin et de la position longitudinales ce constat insitu permet de confirmer toutes les observations faites auparavant.

5.2 Conclusion

Nous avons pu élaborer un programme informatique écrit en fortran qui nous a permis de résoudre l'équation de Reynolds établie dans le palier hydrodynamique. On a calculé le champ de pression, l'excentricité, l'angle de calage, le débit, l'épaisseur et le couple de frottement. Le programme est basé sur la résolution par la méthode des différences finies de l'équation de Reynolds pour une configuration appropriée.

CONCLUSION
GENERALE

Conclusion générale

Le présent travail s'intéresse de faire une contribution à l'étude des paliers lisses d'un moteur à combustion interne (palier de tête de bielle), pour objectif principal de supporter un arbre en rotation sous chargement dynamique variable. L'étude est limitée au cas particulier d'un palier cylindrique de longueur finie en régime instationnaire.

Une étude bibliographique, nous a permis dans un premier temps de présenter les différents types de paliers et leur lubrification.

Une analyse numérique établissant les équations de base de la lubrification hydrodynamique ainsi que le calcul des différents paramètres de contact au sein des paliers.

La méthode numérique des différences finies est utilisée pour résoudre l'équation de Reynolds afin d'étudier de l'influence de l'état de surface d'un palier lisse hydrodynamique soumis à un chargement instationnaire.

Une approche par simulation a été implémentée par Fortran en version source dont l'objectif d'étudier le comportement du film de fluide entre l'arbre et le coussinet pour un palier lisse. À l'issue de laquelle nous avons tiré les conclusions suivantes :

L'augmentation de l'excentricité favorise l'uniformité de répartition de la pression au sein du fluide en remarque l'existence d'une excentricité élevée dans les phases de chargement intense du moteur étudié.

La répartition de l'épaisseur permettant d'émettre le même constat justifiant la variation des charges appliquées durant les phases motrices du moteur étudié.

Lorsque nous avons un frottement élevé en variation saccadée en concordance avec la variation de la charges appliquée sur le palier étudié, résultant des phases sévères peuvent engendrer un risque de grippage et d'usure.

Le débit de fuite obtenue permet de constater la récurrence du même phénomène de l'accroissement du débit de fuite en fonction de l'angle vilebrequin, et ceux pour des charges importantes résultantes des phases motrices du moteur ayant fait l'objet de la présente étude.

La variation de l'angle de calage dans le cas actif et inactif sur les quelles la mise en évidence de l'apparition des phases de rupture du film fluide en saccadée pouvant ainsi engendrer une usure sévère.

La puissance dans le palier de longueur fini a une relation avec un certain nombre de caractéristiques géométriques mécanique telles que le couple et le débit résultants via l'angle vilebrequin.

La répartition de la pression sur le palier développé : permet de constater une évolution gaussienne de la pression sur le palier dans la composante axiale et radiale en fonction de l'angle vilebrequin et de la position longitudinales ce constat insitu permet de confirmer toutes les observations faites auparavant.

Annexes

Annexe A

Méthode des différences finies

L'utilisation de la méthode des différences finies pour la détermination du champ de pression [3] dans le film lubrifiant nécessite :

- * Le développement du palier dans le sens circonférentiel,
- * Un découpage du palier développé en un certain nombre de rectangles élémentaires,
- * Le remplacement des variables θ et Z par des variables discrètes I et J (Figure A-1).

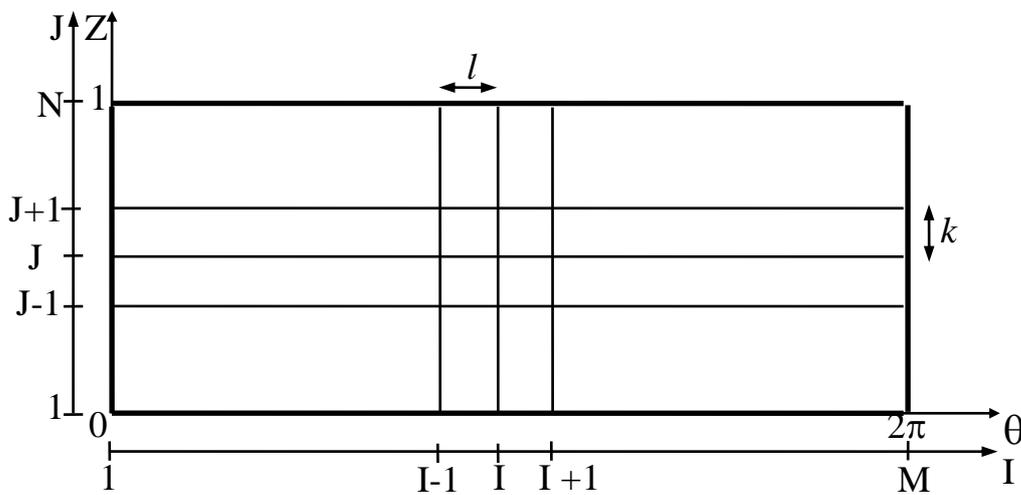


Fig. A-1 : Palier développé et discrétisé

L et k sont les pas respectivement suivant I et J et N et M le nombre de points.

Soit $\Delta Z = k$, le développement de $\bar{P}(Z + \Delta Z)$ de l'ordre 4 s'écrit :

$$\bar{P}(Z + \Delta Z) = \bar{P}(Z) + \Delta Z \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} + \frac{\Delta Z^2}{2} \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} + \frac{\Delta Z^3}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} + \frac{\Delta Z^4}{24} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4}$$

On a aussi :

$$\bar{P}(Z - \Delta Z) = \bar{P}(Z) - \Delta Z \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} + \frac{\Delta Z^2}{2} \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} - \frac{\Delta Z^3}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} + \frac{\Delta Z^4}{24} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4}$$

La résolution de ces deux équations permet d'obtenir les relations suivantes:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} = \frac{\bar{P}(Z + \Delta Z) - \bar{P}(Z - \Delta Z)}{2\Delta Z} + \frac{\Delta Z^2}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} = \frac{\bar{P}(Z + \Delta Z) - 2\bar{P}(Z) + \bar{P}(Z - \Delta Z)}{\Delta Z^2} - \frac{\Delta Z^2}{12} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4} \end{cases}$$

Si le dernier terme de chacune de ces deux équations est négligeable devant les autres, c'est-à-dire pour un pas ΔZ suffisamment petit, on obtient les relations qui, exprimées en fonction de I et J, s'écrivent :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(I, J)}{\partial Z} = \frac{\bar{P}(I, J + 1) - \bar{P}(I, J - 1)}{2\Delta Z} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(I, J)}{\partial Z^2} = \frac{\bar{P}(I, J + 1) - 2\bar{P}(I, J) + \bar{P}(I, J - 1)}{\Delta Z^2} \end{cases}$$

De la même manière, on obtient :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(I, J)}{\partial \theta} = \frac{\bar{P}(I + 1, J) - \bar{P}(I - 1, J)}{2\Delta \theta} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(I, J)}{\partial \theta^2} = \frac{\bar{P}(I + 1, J) - 2\bar{P}(I, J) + \bar{P}(I - 1, J)}{\Delta \theta^2} \end{cases}$$

La valeur de la pression \bar{P} au point de coordonnées I et J est fonction de la valeur de la pression aux points adjacents.

L'équation de Reynolds sans dimension pour les deux régimes de travail :

- * Palier travaillant sous charge statique (régime stationnaire),
- * Palier travaillant sous charge dynamique (régime transitoire).

A.1.EQUATION DE REYNOLDS EN REGIME TRANSITOIRE:

L'équation de Reynolds sans dimension est la suivante :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial Z} \right) = 12 \cos(\theta + \alpha) \dots\dots\dots (A-01)$$

A.2.LA METHODE ITERATIVE DE GAUSS-SEIDEL:

L'expression de la pression \bar{P} dans les deux cas s'écrit :

$$\bar{P}(I, J) = A(I)\bar{P}(I+1, J) + B(I)\bar{P}(I-1, J) + C(I)[\bar{P}(I, J+1) + \bar{P}(I, J-1)] + D(I)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} A(I) = \frac{\frac{1}{l^2} + \frac{3}{2H} \frac{\partial H}{\partial \theta}}{2 \left[\frac{1}{l^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{k^2} \right]} \\ B(I) = \frac{\frac{1}{l^2} - \frac{3}{2H} \frac{\partial H}{\partial \theta}}{2 \left[\frac{1}{l^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{k^2} \right]} \\ C(I) = \frac{\left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{k^2}}{2 \left[\frac{1}{l^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{k^2} \right]} \end{array} \right.$$

Les coefficients A(I), B(I) et C(I) sont identique pour l'équation (A-01), mais juste le coefficient D(I) qui diffère, il s'exprime dans les deux cas comme ceci :

- En régime transitoire (équation (A-01)) :

$$D(I) = - \frac{12 \cos(\theta + \alpha)}{2H^3 \left[\frac{1}{l^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{1}{k^2} \right]}$$

Cette relation s'applique à tous les nœuds (I, J) du maillage. On a donc un système de $(M-2) \otimes (N-2)$ inconnues. Les $2(M+N)-4$ autres équations sont obtenues à partir des conditions aux limites. La solution de ce système de M.N équations ne peut être obtenue par une méthode directe car, il n'est pas possible de prendre en compte les conditions aux limites de Reynolds. Nous avons donc choisi la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation qui est adaptée à ce problème ; l'expression de la pression devient donc :

$$\bar{P}(I, J) = (1 - \Omega) \bar{P}(I, J) + \Omega \cdot [A(I) \cdot \bar{P}(I + 1, J) + B(I) \cdot \bar{P}(I - 1, J) + C(I) \cdot [\bar{P}(I, J + 1) + \bar{P}(I, J - 1)] + D(I)]$$

Où Ω est le coefficient de sur-relaxation qui en lubrification est généralement compris entre 1,50 et 1,85.

Références
bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Meramria Wafa, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèse de Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [2] J. Frêne _ Butés et paliers hydrodynamique. Technique de l'ingénieur, B5320 ,1996.
- [3] Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara Boumerdes, 2009.
- [4] Sahli Abdelkader, Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné, Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010.
- [5] Malek Hamzaoui, Simulation des transferts thermiques par convection et par conduction dans un palier hydrodynamique en présence d'un écoulement laminaire confiné, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes, 2006.
- [6] Jean-Louis Ligier, Les techniques de l'ingénieur, article B5330-Matériaux pour paliers lisses.
- [7] Jean Pierre FRANC et al. – La cavitation – Mécanismes physiques et aspects industriels – 1995 – Presses Universitaires de Grenoble.
- [8] Frêne J., (1974) "Régimes d'écoulement non laminaire en films minces – Applicationaux paliers lisses" Thèse de Doctorat d'Etat soutenue à l'Université Claude Bernard deLyon le 26 octobre.
- [9] Jean Frêne, Les techniques de l'ingénieur, article B5320-Butées et paliers hydrodynamiques.
- [10] Frene J., Nicola D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., Lubrification Hydrodynamique -Paliers et Butées. *Editions Eyrolles*, 1990, pp.253-286.
- [11] Booker J.F., Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution.

Références bibliographiques

[12] Pinkus O., Sternlicht B., "Theory of hydrodynamic lubrication", Mc Graw Hill Book Co N.Y.1971.

[13] Booker J.F., Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical application of mobility Method. JOLT-ASME, S/F, January 1971, pp.168-176.

[14] Linda start., la modelisation du comportement thermodynamique d'un palier lubrifié