

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة غرداية

N° d'enregistrement

Université de Ghardaia

/...../...../...../...../



كلية علوم و تكنولوجيا

Faculté des sciences et de la Technologie

قسم الية و كهروميكانيك

Département d'Automatique et électromécanique

Mémoire de fin d'étude, en vue de l'obtention du diplôme

**MASTER**

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Electromécanique

Spécialité : Maintenance industrielle

**Thème**

**MODÉLISATION DE LA LUBRIFICATION DANS LES  
PALIERS DE BIELLE DU MOTEUR LADA TYPE 2121  
CYLINDRÉ 1600CC**

Soutenue publiquement le 04/06/2024

Par

**Khiat Khaled et Aoumara Bachir**

Devant le jury composé de:

M Hafsi Zoulikha	MCB	Université de GHARDAIA	Présidente
M Zitani Brahim	MAA	Université de GHARDAIA	Encadrant
M Boukhari Hamed	MCB	Université de GHARDAIA	Examinateur
M Tahtah Rida	MAB	Université de GHARDAIA	Examinateur

2023/2024

## *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 BRAHIM ZITANI 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.*

## ***Dédicace***

***Je dédie ce modeste travail,***

***À mes parents qui m'ont Orienté et soutenu dans les choix difficiles et pour leurs immenses efforts et sacrifices fournis pour mon éducation.***

***A mes chers frères et chères sœurs***

***A ma grande famille que ce soit du côté Paternel ou du côté maternel.***

***A mon binôme B.AOUMARA et toute sa famille. A tous mes chers amis et mes collègues de promotion.***

***A Tous mes enseignants du département Electromécanique.***

**KHALED**

## ***Dédicace***

***Je dédie ce modeste travail,***

***À mes parents qui m'ont Orienté et soutenu dans les choix difficiles et pour leurs immenses efforts et sacrifices fournis pour mon éducation.***

***A mes chers frères et chères sœurs***

***A ma grande famille que ce soit du côté Paternel ou du côté maternel.***

***A mon binôme K.KHIAT et toute sa famille. A tous mes chers amis et mes collègues de promotion.***

***A Tous mes enseignants du département Electromécanique.***

**BACHIR**

## 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 COMSOL en version source pour la simulation du fluide lubrifiant afin d'étudier la répartition du champ de pression et la charge appliqué sur le tourillon et le palier ainsi que les différentes caractéristiques.

**Mots clés** palier de bielle , usure et frottement , lubrification hydrodynamique , viscosité , charge dynamique Tribologie , flux d'huile , mécanique des fluides .

## 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 COMSOL program in source version for the simulation of the lubricating fluid in order to study the distribution of the pressure field and the load applied to the journal and bearing as well as the different characteristics.

**Keywords** connecting rod bearing, wear and friction, hydrodynamic lubrication, viscosity, dynamic loading Tribology, oil flow, fluid mechanics.

## 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 عددياً أهم معالم التشغيل للمحمل ذي الطول المحدد . استخدمنا برنامج كومصول في الإصدار المصدر لمحاكاة سائل التشحيم من أجل دراسة توزيع مجال الضغط والحمل المطبق على المجلة والمحمل بالإضافة إلى الخصائص المختلفة .

**الكلمات المفتاحية** محمل قضيب التوصيل، التآكل والاحتكاك، التشحيم الهيدروديناميكي، اللزوجة، التحميل الديناميكي، علم الاحتكاك ، تدفق الزيت، ميكانيك الموائع.

# List des figures

## CHAPITRE I

Figure I.1 Palier hydrodynamique [5] .....	2
Figure I.2 : Différents mouvements des paliers [5].....	3
Figure I.3 : Palier lisse [5].....	4
Figure I.4 : Caractéristique de fonctionnement du palier hydrodynamique [5] ...	5
Figure I.5 : Schématisation d'un palier lisse[5].....	6
Figure I.6 : Les composants de bielle [5] .....	7
Figure I.7 : Coussinet de bielle [5] .....	8
Figure I.8 : Graissage par barbotage.....	9
Figure I.9 : Graissage sous pression .....	10
Figure I.10 : Graissage par projection .....	10
Figure I.11 : La lubrification limite .....	14
Figure I.12 : La lubrification mixte .....	15
Figure I.13 : Les différents régimes de lubrification [5] .....	15
Figure I.14 : Coussinet de bielle érodé par la cavitation [5].....	16
Figure I.15 : Couvercle de pompe à eau érodé par la cavitation [5] .....	17

## CHAPITRE II

Figure II.1 : bloc moteur lada 2121 .....	19
Figure II.2 : Chemise .....	20
Figure II.3 : Culasse.....	20
Figure II.4 : Joint du Culasse. ....	21
Figure II.5 : Les pistons. ....	22
Figure II.6 : Bielle.....	22
Figure II.7 : Les coussinet.....	23
Figure II.8 : Vilebrequin .....	23
Figure II.9 : Arbre à came .....	24
Figure II.10 soupape.....	25

## CHAPITRE III

Figure III.1 : Circuit de lubrification du moteur [9].....	29
Figure III.2 : Carter moteur.....	30
Figure III.3 : Jauge à huile .....	30
Figure III.4 : Pompe à huile .....	31
Figure III.5 : Filtre à huile.....	31
Figure III.6 : manocontact .....	32
Figure III.7 : Spécification des lubrifiants .....	35

## CHAPITRE IV

Figure IV. 1 : Bielle démontée d'un moteur automobile. ....	37
Figure IV. 2 : Système d'axes développé .....	38
Figure IV. 3 Schema de palier hydrodynamique .....	39
Figure IV. 4 : Exemple de chargement.....	41
Figure IV. 5 : Système d'axes. ....	41
Figure IV. 6 : Palier circulaire.....	42
Figure IV. 7 : Viscosité en fonction de la température et de la pression. ....	43

## CHAPITRE V

Figure V. 1 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.....	47
Figure V. 2 : Géométrie du tourillon. ....	49
Figure V. 3 : La direction de la vitesse de base avec des flèches rouges.....	50
Figure V. 4 : le champ de pression et la charge .....	51
Figure V. 5 : la charge sur le palier contre l'angle de vilebrequin .....	51
Figure V. 6 : Répartition de la pression et ces contours sur le tourillon avec une charge(500-50000N).....	52
Figure V. 7 : la variation de pression et l'épaisseur de film d'huile pour la charge. ....	52
Figure V. 8 : Composante de la vitesse du tourillon. ....	53
Figure V. 9 : Excentricité contre la charge sur le tourillon et palier.....	53
Figure V. 10 : Le frottement contre la charge sur le tourbillon et le palier .....	54

# Notation

**Cit** Représente le facteur Citron ( $\mu\text{m}$ )

**coefT** Coefficient représentant le pourcentage de chaleur évacuée par l'huile (%)

**Cp** Chaleur spécifique de l'huile ( $\text{J. kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ )

**CritH** Critère de sévérité (%)

**D** Variable universelle

**Débit** Représente la réponse débit de fuite (l/min)

**Talim** Représente le facteur température d'alimentation ( $^\circ\text{C}$ )

**TEMP** Température globale de fonctionnement du palier ( $^\circ\text{C}$ )

**TG** Signifie thermique global

**Tonn** Représente le facteur Tonneau ( $\mu\text{m}$ )

**T0** Température de référence ( $^\circ\text{C}$ )

**u, v, w** Coordonnées du film (m)

**U** Vitesse relative des deux surfaces en contact (m/s)

$V(\Omega^-)$  se des frontières de rupture et de reformation du film d'huile (m/s)

$V(\Omega^+)$  e des frontières de reformation du film d'huile (m/s)

**VIS** Représente le facteur lié à la viscosité

**WX** Charge appliquée sur le palier suivant la direction X (N)

**WY** Charge appliquée sur le palier suivant la direction Y (N)

**C** Jeu radial du palier [m]

**Ca, Cc** 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]

**hs** Epaisseur du film à la sortie de la zone active [m]

**H** Epaisseur du film sans dimension

**L** Longueur du palier [m]

**L2** Rayon de manivelle [m]

**L3** Entre-axe de la bielle [m]

**Oa** Centre de l'arbre  
**Oc** Centre du coussinet  
**OcX0Y0** Système d'axes fixe lié à la bielle  
**Cs** : Chaleur spécifique [J/kg.k]  
**e** : excentricité [m]  
**h** : épaisseur du film [m]  
**K** : conductivité thermique [W/m.k]  
**P** : pression [MPa]  
**t**: temps [s]  
**Ua** : déformation thermique de l'arbre [m]  
**Uc** : déformation thermique du coussinet [m]  
**X, Y** coordonnées Cartésien  $X=Ra \theta /$   
**C** : jeu radiale [m]  
**L** : longueur du palier [m]  
**Oa** : centre de l'arbre /  
**Oc** : centre du coussinet /  
**Ra** : rayon de l'arbre [m]  
**Rc**: rayon du coussinet [m]  
**T**: température [°C]  
**T0**: température initiale [°C]  
**W** : charge radiale [N]  
: coefficient de dilatation thermique [1/K]  
**δ**: composant thermoélastique [m]  
**μ**: viscosité dynamique [MPa]  
: viscosité dynamique initiale [MPa]

# Sommaire

## Chapitre I

<b>Introduction générale :</b> .....	<b>13</b>
<b>I.1 Introduction :</b> .....	<b>2</b>
<b>I.2 Principe de fonctionnement :</b> .....	<b>2</b>
<b>I.3 paliers hydrodynamique:</b> .....	<b>3</b>
.....	<b>3</b>
<b>I.4 mouvements des paliers :</b> .....	<b>3</b>
<b>I.5 différents types des paliers :</b> .....	<b>4</b>
<b>I.6 paliers hydrodynamiques :</b> .....	<b>4</b>
<b>I.6.1 paliers à géométrie fixe :</b> .....	<b>4</b>
<b>I.6.1.1 paliers lisses cylindriques :</b> .....	<b>4</b>
<b>I.6.1.2 Caractéristiques géométriques :</b> .....	<b>5</b>
<b>I.6.1.3 Principe de fonctionnement d'un palier lisse :</b> .....	<b>6</b>
<b>I.7 Palier de bielle :</b> .....	<b>7</b>
<b>I.7.1 bielle dans Moteur à combustion interne</b> .....	<b>7</b>
<b>I.7.2 Composant de bielle</b> .....	<b>7</b>
<b>I.7.3 coussinets de bielle</b> .....	<b>8</b>
<b>I.8 lubrification du moteur :</b> .....	<b>8</b>
<b>I.8.1 Role de lubrifiant</b> .....	<b>8</b>
<b>I.8.2 différent mode de graissage :</b> .....	<b>8</b>
<b>I.8.3 barbotage</b> .....	<b>9</b>
<b>I.8.4 graissage de pression :</b> .....	<b>9</b>
<b>I.8.5 graissage par projection :</b> .....	<b>10</b>
<b>I.9 lubrification hydrodynamique:</b> .....	<b>11</b>
<b>I.10 Epaisseur du film lubrifiant :</b> .....	<b>14</b>
<b>I.10.1 lubrification limite</b> .....	<b>14</b>
<b>I.10.2 lubrification mixte</b> .....	<b>15</b>
<b>I.11 Courbe de Stribeck</b> .....	<b>15</b>
<b>I.12 cavitation :</b> .....	<b>16</b>

## Chapitre II

II.1 Introduction : .....	19
II.2 Organes principaux du moteur [9]: .....	19
II.2.1 Organes fixes : .....	19
II.2.1.1 Bloc moteur : .....	19
II.2.1.3 Culasse : .....	20
II.2.1.4 Joint de culasse : .....	21
II-2-2-1 Piston .....	22
II-2-2-2 Bielles .....	23
II-2-2-3 Les coussinets : .....	24
II-2-2-4 Vilebrequin : .....	24
II-2-2-5 L'arbre à cames : .....	25
II-2-2-6 Soupapes : .....	26

## Chapitre III

III.1 Introduction : .....	28
III.2 Rôle du circuit de lubrification : .....	29
III.3 Fonctionne le circuit de lubrification : .....	30
III.4 les différents éléments du circuit de lubrification : .....	31
III.4.1 Carter moteur : .....	31
III.4.2 Jauge à huile .....	32
III.4.3 Pompe à huile : .....	32
III.4.4 Filtre à huile : .....	33
III.4.5 Thermocontact ou manocontact : .....	33
III.5 Choix d'un lubrifiant.....	34
III.6 Différents types de lubrifiants.....	35
III.7 additifs.....	36
III.8 Spécifications des lubrifiants .....	37

## Chpitre IV

<b>IV.1 Introduction :</b> .....	<b>39</b>
<b>IV.2 Equation de Reynolds :</b> .....	<b>40</b>
<b>IV.3 Prise en compte de l'aspect thermique :</b> .....	<b>42</b>
<b>IV.4 Prise en compte des déformations :</b> .....	<b>43</b>
<b>IV.5 Equations de l'équilibre de la charge :</b> .....	<b>44</b>
<b>IV.6 Epaisseur de film de lubrifiant :</b> .....	<b>45</b>
<b>IV.7 Propriétés rhéologiques de l'huile :</b> .....	<b>46</b>
<b>IV.8 Conclusion :</b> .....	<b>47</b>

## **Chapitre V**

<b>V.1 Introduction</b> .....	<b>49</b>
<b>V.2 Présentation du logiciel COMSOL</b> .....	<b>49</b>
<b>V.2.1 Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics</b> .....	<b>50</b>
<b>V.2.2 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics</b> .....	<b>50</b>
<b>V.3 Présentation du modèle</b> .....	<b>51</b>
<b>V.3.1. Description de la simulation géométrique :</b> .....	<b>51</b>
<b>V.3.1.1. Géométrie:</b> .....	<b>51</b>
<b>V.3.1.2 Matériel utilisé</b> .....	<b>52</b>
<b>V.3.1.3 Conditions aux limites</b> .....	<b>53</b>
<b>V.4. Résultats et discussions</b> .....	<b>54</b>
<b>V.5 Conclusion :</b> .....	<b>58</b>
<b>Conclusion générale:</b> .....	<b>60</b>
<b>Notation</b> .....	<b>57</b>
<b>List des figures</b> .....	<b>59</b>
<b>Références bibliographies</b> .....	<b>62</b>

## **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[10].

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[10].

Le chapitre I 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[9].

Le chapitre II est présenter les pièces du moteur LADA type 2121 cylindrée 1600cc et description .

Le chapitre III est expliquer le circuit de lubrification du moteur a combustion interne et présenter les composants de cette circuit .

Le chapitre IV présenter et expliquer les équations de cette étude utilise par le programme COMSOL

Le chapitre V 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 du lubrifications est basée sur une discrétisation de l'équation de Reynolds par éléments finis. On a utilisé le programme de COMSOL pour résoudre ce dernier.

## **CHAPITRE I**

# **Etude bibliographies**

## I.1 Introduction

La lubrification hydrodynamique est un chapitre de la tribologie qui concerne les contacts pour lesquels un fluide visqueux est intercalé entre les surfaces en présence. Ce fluide peut être un liquide, pratiquement incompressible, tel que de l'huile, de l'eau ou même un métal fondu : c'est le cas des paliers et des butées hydrodynamiques.

Ce fluide peut aussi être un gaz compressible, le plus souvent de l'air. En lubrification hydrodynamique, le film de fluide sépare totalement les surfaces en présence, ce qui suppose que les aspérités et les défauts de forme des surfaces ont des dimensions inférieures à l'épaisseur du film. Dans le cas contraire, il y aurait contact en différents points des deux surfaces ; on parlera alors soit de lubrification mixte, soit de lubrification limite.

La formation et le maintien d'un film de fluide imposent l'existence d'une pression dans ce film afin d'équilibrer la charge appliquée entre les deux surfaces du mécanisme. Cette pression qui, en lubrification hydrostatique, est engendrée par un système extérieur au contact (pompe ou compresseur), est dans le cas hydrodynamique, créée par le déplacement relatif des surfaces. Le calcul de cette pression permet de déterminer la charge que peut supporter le contact, le couple ou la force de frottement et le débit de fluide dans le mécanisme.

Ainsi, pour déterminer les caractéristiques de fonctionnement d'un palier ou d'une butée, il faudra tout d'abord calculer la pression dans le film. Cette pression est obtenue par la résolution de l'équation de Reynolds qui, sous une forme simplifiée, a été démontrée par ce dernier en 1886 [1] dans le but d'expliquer les résultats expérimentaux donnés, dans le cas d'un palier, par Beauchamp Tower en 1885 [1].

## I.2 Principe de fonctionnement

Le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto-inflammation). Pendant le temps de compression l'air est comprimé à une pression comprise entre 30 et 55 bar (moteurs atmosphériques) ou entre 80 et 110 bar (moteurs suralimentés par turbocompresseur) et simultanément chauffé à une température comprise entre 700 et 900 °C. Cette température suffit pour provoquer l'auto-inflammation du carburant injecté peu avant la fin de la compression au voisinage du point mort haut du piston.

### I.3 Les paliers hydrodynamique

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. [6]

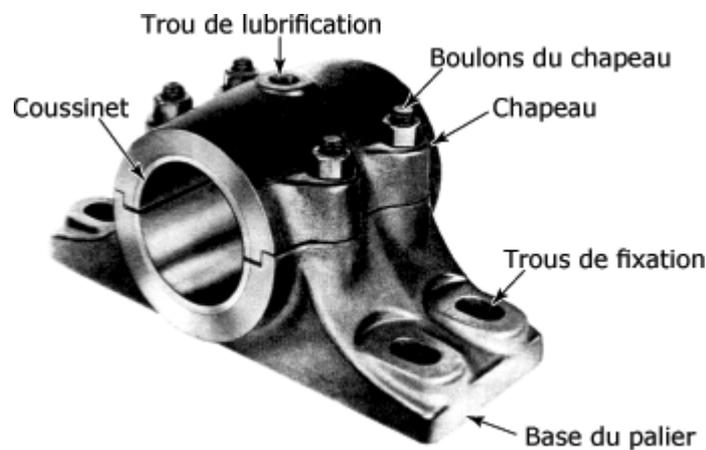


Figure I.1 Palier hydrodynamique [5]

### I.4 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 I.2). [8]

Ces mouvements peuvent être du type suivant :

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

## I.5 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 :

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

## I.6 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. [6]

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

### I.6.1 Les paliers à géométrie fixe :

#### I.6.1.1 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  $360^\circ$ ), un film lubrifiant sépare totalement ces deux éléments (figure I.3). On trouve leur utilisation dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les réducteurs, les alternateurs,... etc. [8]



Figure I.2 Palier lisse [5]

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.

**I.6.1.1.1 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 ( $L/D$ ). [7]

**I.6.1.1.2 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. [7]

**I.6.1.1.3 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. [7]

### I.6.1.2 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 . [7]

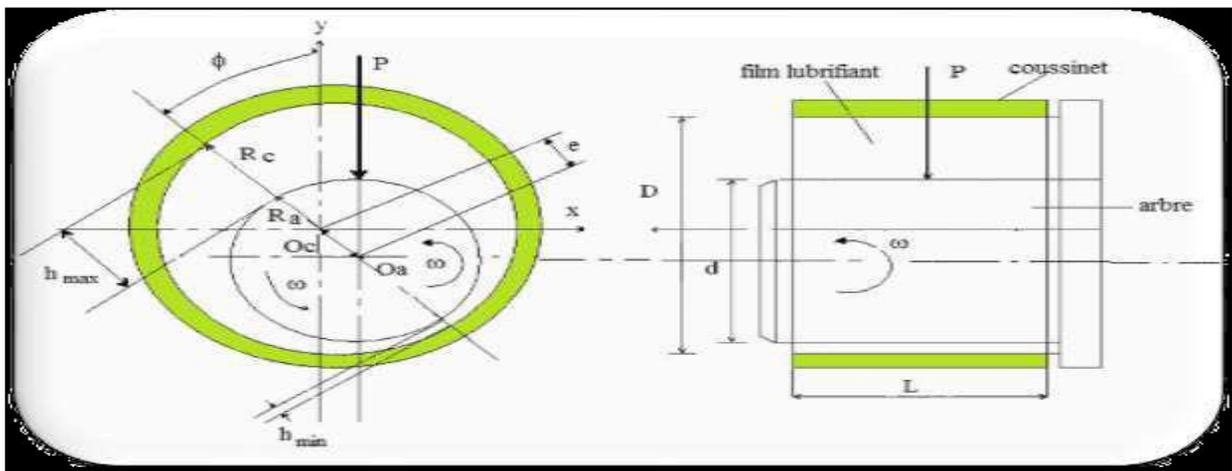


Figure I.4 Caractéristique de fonctionnement du palier hydrodynamique [5]

Un palier lisse est donc caractérisé par trois grandeurs :

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

### I.6.1.3 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. [7] 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  $\phi$ .

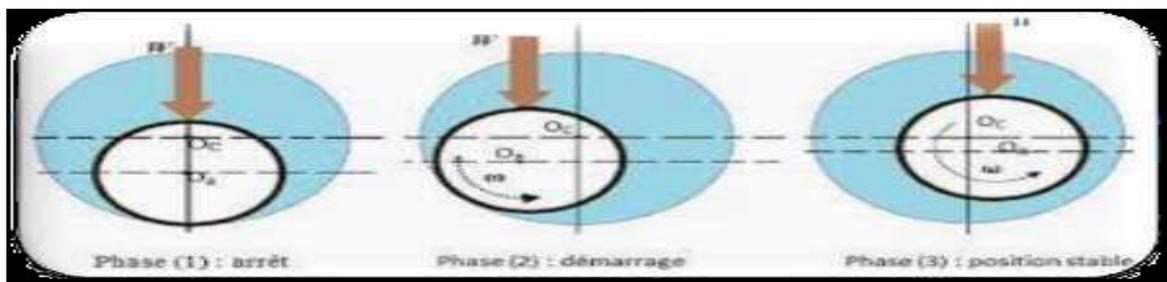


Figure I.5 Schématisation d'un palier lisse[5]

## I.7 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.

### I.7.1 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.

### I.7.2 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.

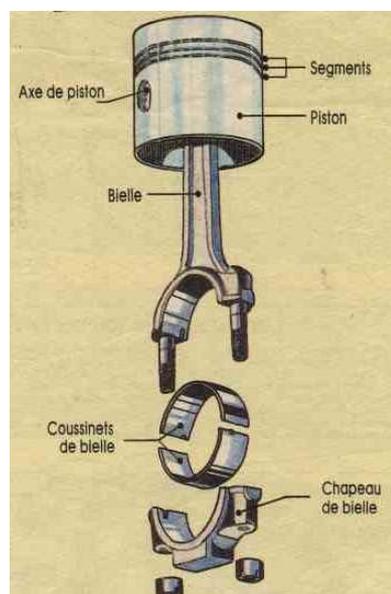


Figure I.7 Les composants de bielle [5]

### I.7.3 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 I.8 Coussinet de bielle [5]

## I.8 La lubrification du moteur

### I.8.1 Role de lubrifiant

La lubrification est indispensable au bon fonctionnement du moteur. Les lubrifiants doivent assurer le bon fonctionnement des mécanismes en s'intercalant entre les surfaces en mouvement relatif. Ils assurent donc la tenue mécanique, diminuent les résistances dues aux frottements et limitent l'usure des pièces en mouvement [3]. Par ailleurs, une lubrification optimisée augmente le rendement en limitant les pertes mécaniques dues aux frottements.

Cependant, le graissage couvre d'autres fonctions telles que l'évacuation de la chaleur ou encore la protection contre l'oxydation et la corrosion.

### I.8.2 Les différents modes de graissage

Dans un moteur à quatre temps, les éléments sont graissés de différentes manières : par barbotage, sous pression ou par projection [2]

### I.8.3 Le barbotage

On parle de graissage par barbotage lorsque le moteur est lubrifié par un bain d'huile dans le carter (Figure I-3) ; les pièces en mouvement projettent de l'huile sur les accessoires situés au-dessus du niveau d'huile. Ce système ne convient qu'à des moteurs peu sollicités.

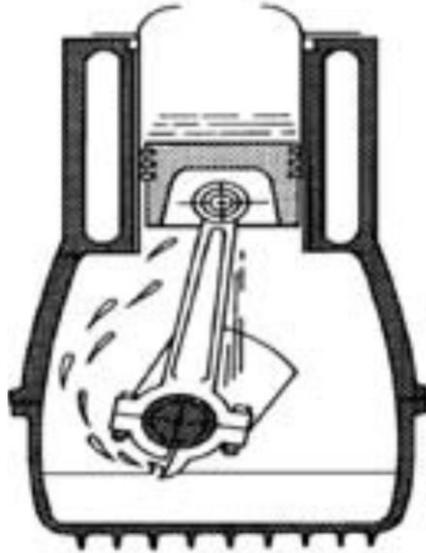


Figure I.9 Graissage par barbotage[6]

### I.8.4 Le graissage de pression

L'huile provenant de la rampe principale de graissage est dirigée par des canaux vers les paliers de vilebrequin (Figure I-4).

Les rainures des coussinets et un canal oblique permettent le graissage sous pression des têtes de bielle. Dans certains cas l'axe du piston est graissé sous pression grâce à un perçage pratiqué dans le corps de bielle.

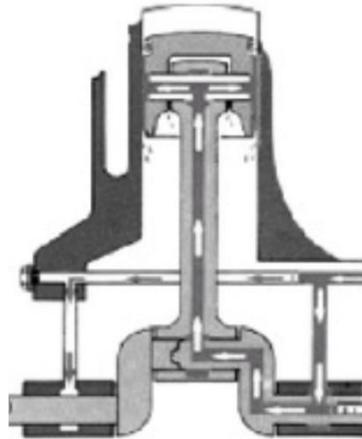


Figure I.10 Graissage sous pression[6]

### I.8.5 Le graissage par projection

L'huile sous pression s'échappant des manetons du vilebrequin est projetée le long des parois de la chemise (Figure I-5). Elle assure ainsi le graissage entre le piston et la chemise, ainsi que l'axe du piston.

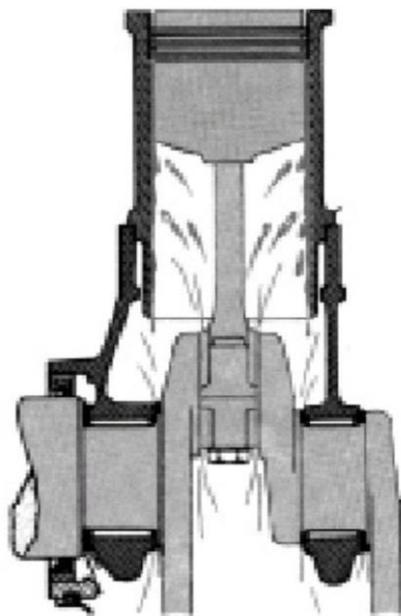


Figure I.11 Graissage par projection[6]

## I.9 La lubrification hydrodynamique

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

La lubrification désigne le contrôle de l'usure des matériaux par l'introduction d'un film fluide qui réduit le frottement entre les surfaces en quasi-contact et en mouvement relatif. Plus particulièrement, la lubrification hydrodynamique concerne les mécanismes pour lesquels la forme et la vitesse relative de deux surfaces en contact engendrent la formation d'un film mince lubrifié continu sous une pression suffisamment élevée pour empêcher le contact métal-métal. La théorie de la lubrification hydrodynamique est un article de Reynolds, publié en 1886 dans la revue "Philosophical Transactions of the Royal Society" intitulé "on the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil". Dans cet article Reynolds obtient de manière heuristique l'équation qui porte son nom et qui constitue le socle des études portant sur les écoulements de faible épaisseur.

La lubrification est un élément essentiel des sciences technologiques et des applications mécaniques. Elle joue un rôle important partout où des surfaces sont en mouvement relatif les unes par rapport aux autres. Tous les systèmes mécaniques comportent, plus ou moins, des éléments lubrifiés. On peut dire, sans exagération, que bien peu de sujets ont une incidence aussi importante sur les travaux des ingénieurs... ceci implique des recherches plus poussées dans le domaine de la lubrification elle-même, une formation plus répandue et plus approfondie en matière de lubrification... et une prise de conscience plus générale du potentiel important que présente ce problème, dans tous les domaines de l'industrie.

Le principal objectif de la lubrification hydrodynamique est de réduire au maximum le frottement et l'usure du mécanisme, il s'agit donc de minimiser les résistances passives et les frottements parasites qui se manifestent dans les organes de liaison, de façon à limiter les pertes d'énergie et les élévations de températures. A ce rôle essentiel, s'ajoute celui de l'évacuation de la chaleur produite dans le contact en limitant l'action des différents mécanismes d'usure décrits précédemment. Pour atteindre ces objectifs, on sépare les surfaces en mouvement relatif

par un lubrifiant. Ce dernier peut être liquide, solide, pâteux ou gazeux.

Les caractéristiques de ce film lubrifiant (température, pression, épaisseur) sont dépendantes des conditions de fonctionnement telles que la charge appliquée, la vitesse de rotation et la température d'alimentation du fluide. En particulier, la viscosité du lubrifiant est dépendante de la température et il conviendra donc de tenir compte des effets thermiques locaux (dissipation visqueuse et transfert thermique).

Les équations de base de lubrification hydrodynamique des paliers ont été établies pour les systèmes de paliers par Osborn Reynolds en 1886 et constituent la base de la lubrification hydrodynamique.

Les études sur la lubrification hydrodynamique du piston de moteur à combustion interne, dont la majorité a trait à la lubrification des segments, débutent avec l'analyse de la lubrification de la jupe, par des procédés expérimentale de pistons dans des cylindres transparents permet de visualiser le comportement du piston sous effet du lubrifiant. Il est montré, à l'aide de traces laissées par le film d'huile, l'existence de la force d'impact. Il est montré que l'injection de lubrifiant sous pressions vers la jupe réduit substantiellement le bruit émis par le moteur diesel. Il est connu que la jupe a une double fonction : guidage du piston dans le cylindre et supporter l'impact de la force de poussée dynamique latérale (de l'anglais 'thrust side') due au mouvement secondaire. Il est montré que le film d'huile amortie le claquement du piston donc réduit le bruit moteur. En plus le film d'huile assure une fonction de protection des surfaces de contact contre le grippage. Ainsi il est montré que le mouvement du piston et le clappement qui en résulte sont donc liés directement à la lubrification de la jupe. Dans ces analyses les auteurs tentent de prédire l'impact du piston entre la paroi du cylindre basés sur les équations d'équilibre; cependant de bons accords avec les mesures ne sont pas achevés à cause du manque de considérations propres sur la lubrification hydrodynamique.

Les études qui prennent en considération l'effet de la lubrification du piston ne prennent de l'ampleur qu'au début des années 80. Knoll et Peeken développent un modèle de lubrification hydrodynamique basé sur l'équation de forces hydrodynamiques dues au film entre la jupe et la paroi du piston pour une position et une vitesse donnée du piston sont calculées. Cette étude fournit une base pour l'inclusion de l'effet des forces de lubrification hydrodynamique sur le mouvement primaire et secondaire des pistons.

Li et al. performent une analyse dynamique du piston dans laquelle ils incorporent un modèle de lubrification hydrodynamique de la jupe. La trajectoire complète du piston et les forces de frottement en fonction des conditions de fonctionnement du moteur sont ainsi calculées. Les résultats de cette étude indiquent que l'inclinaison dynamique d'un piston de moteur à combustion interne influence le comportement au frottement de la jupe de piston.

Mourelatos présente un modèle théorique simplifié de piston, sans segments, de moteur LHR ' Low-Heat Rejection ' (à faible rejet de chaleur) à combustion interne typique. La particularité de ce moteur, dont la lubrification se fait au moyen de gaz de combustion est que les frottements inter paroi sont très faibles. L'auteur résout l'équation de Reynolds compressible à deux dimensions par la méthode des éléments finis. Le modèle ainsi construit est résolu en le simulant par des forces dynamiques latérales données. La trajectoire du piston est obtenue à partir d'une solution quasi-statique qui ne prend pas en considération les équations de mouvement du piston. Il conclut que le piston sans segments ne peut supporter que les petites charges latérales et que le profil à côtés doubles est plus performant que le profil à côté unique.

Gommed et Etsion développent un modèle mathématique pour l'analyse dynamique de piston, sans segments, de moteur de type LHR identique à celui présenté par Mourelatos, lubrifié par gaz. Le système d'équations complètes de mouvement du piston et la bielle sont formulées simultanément avec l'équation de Reynolds pour les gaz et les équations d'énergie. Ils montrent que l'incorporation de la dynamique de la bielle joue un rôle important dans le mouvement du piston. Ils trouvent que la stabilité du mouvement du piston dépend fortement des conditions thermodynamiques de fonctionnement.

Plus récemment Liu et al. présentèrent un modèle de lubrification mixtehydrodynamique basée sur l'équation de Reynolds à deux dimensions couplées avec les équations de mouvement secondaire du piston. Cette étude, basée sur le modèle de Li, tient compte de l'effet de la rugosité des surfaces en contact. Les résultats obtenus montrent que le profil de la jupe, la vitesse du moteur, le désaxage (offset) de l'axe du piston ainsi que le jeu radial piston-cylindre jouent un rôle important dans la détermination du mouvement secondaire du piston. Ils concluent aussi que pour des vitesses élevées et un faible jeu le mouvement secondaire à s'atténuer.

La complexité du modèle de lubrification de la jupe du piston fait que ce sujet continue d'être traité. Siyoul présente une étude du mouvement dynamique secondaire avec incorporation de la lubrification. La procédure de construction de résolution du modèle se base essentiellement sur l'analyse de Li. Il axe son étude sur les paramètres qui influencent le mouvement secondaire et principalement le profil de la jupe. Les résultats trouvés montrent que le profil en tonneau de la jupe est le profil qui donne la force d'impact la plus faible [4].

## I.10 L'épaisseur du film lubrifiant

### I.10.1 La lubrification limite

L'épaisseur du film lubrifiant est insuffisante pour isoler complètement les solides en contact, si la charge devient trop forte, alors les solides ne sont séparés que d'une couche quasi mono moléculaire. C'est la solidité de cette dernière qui empêche les contacts métal métal. L'aptitude du lubrifiant à former une couche adhérente, appelée onctuosité, est ici une qualité primordiale.

Il concerne les surfaces se déplaçant à faible vitesse pour lesquelles un film d'huile visqueux continu ne peut se former en raison de pressions de contact trop fortes. Dans les véhicules, ce régime est prépondérant durant le démarrage ou l'arrêt des mécanismes et au cours de certaine phase transitoire de fonctionnement comme, par exemple, les contacts segment-piston-cylindre aux points morts. Est la zone de lubrification qui fait appel à la physicochimie des surfaces du piston et du cylindre. Molécules d'huile adsorbées (physico- chimie des surfaces et des lubrifiants).



Figure I.12 La lubrification limite[6]

### I.10.2 La lubrification mixte

Le fluide supporte une partie importante des charges mais des contacts subsistent entre les aspérités. Le frottement est minimal mais ce régime est très instable et il vaut mieux l'éviter. C'est une séparation progressive des surfaces par un film de lubrifiant fluide, souvent rencontré dans la pratique, il est intermédiaire entre le régime limite et les régimes de lubrifiant fluide: hydrodynamique ou élastohydrodynamique. Il existe chaque fois qu'un film visqueux mince s'établit entre les surfaces dont l'épaisseur est insuffisante pour séparer totalement les aspérités les plus proéminentes, un certain nombre de contacts directs métal- métal se produisent alors, ce qui entraîne une augmentation du frottement, des températures de contact et de l'usure adhésive.

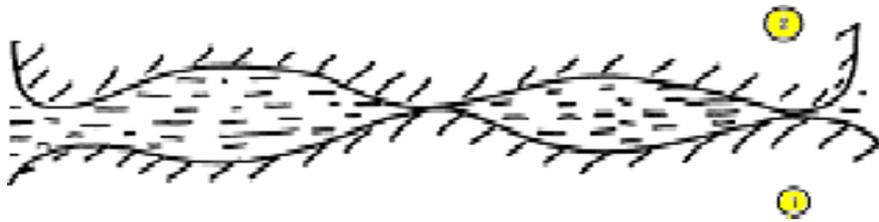


Figure I.13 La lubrification mixte[6]

### I.11 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 antagon

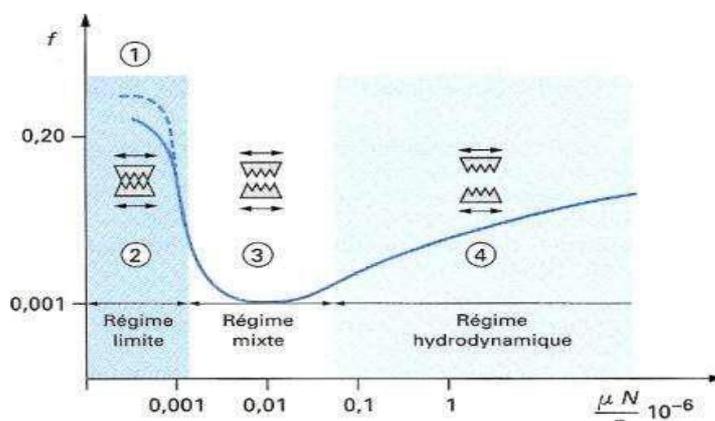


Figure I.14 Les différents régimes de lubrification [5]

La (figure I.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

### **I.12 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.



**Figure I.15** Coussinet de bielle érodé par la cavitation [5]

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 I.16 Couvercle de pompe à eau érodé par la cavitation [5]**

### **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.

## **CHAPITRE II**

# **Description du moteur Lada 2121 cylindre 1600cc**

## II.1 Introduction

Le moteur "Lada Type 2121" est un moteur à essence à quatre cylindres qui présente plusieurs caractéristiques techniques distinctives. Fonctionnant au carburant essence, il repose sur la technologie de la combustion interne, où le carburant et l'air sont mélangés dans le cylindre puis allumés par une étincelle électrique pour générer l'énergie nécessaire au fonctionnement de la voiture. Avec une cylindrée de 1600 cm<sup>3</sup>, ce moteur se compose de quatre cylindres logés à l'intérieur du bloc moteur. Les pistons effectuent des mouvements de va-et-vient à l'intérieur de ces cylindres lors de la combustion du carburant. Un système de soupapes régule le flux de carburant et d'air dans chaque cylindre pour une combustion optimale. Le processus de combustion et la rotation du moteur sont contrôlés par un système d'allumage électronique, tandis qu'un système de carburant injecte le carburant dans les cylindres pour la combustion. Adapté aux voitures de petite et moyenne taille, ce moteur offre une puissance suffisante pour un fonctionnement efficace dans la plupart des conditions de conduite. En outre, il se distingue par son efficacité en termes de consommation de carburant et par un équilibre entre performance et économie [9] .

## II.2 Organes principaux du moteur [9]

Comme tous les moteurs essence la série 2121 à des organes principaux et des autres accessoires.

### II.2.1 Organes fixes

#### II.2.1.1 Bloc moteur:

Le bloc moteur du moteur "Lada Type 2121" avec une cylindrée de 1600 cm<sup>3</sup> est une pièce robuste fabriquée en fonte ou en aluminium. Il abrite quatre cylindres alignés en ligne, chacun avec une chambre de combustion où le mélange air-carburant est comprimé et enflammé. Le bloc moteur est équipé de supports de montage pour le fixer au châssis du véhicule. Il comporte également des passages pour l'huile moteur, le liquide de refroidissement et le liquide de lubrification, assurant le bon fonctionnement du moteur. En résumé, le bloc moteur constitue la base solide du moteur "Lada Type 2121", offrant à la fois la force structurelle et la fonctionnalité nécessaire



Figure II.1 bloc moteur lada 2121

### II.2.1.2 Chemise(Cylindre)

La chemise de moteur dans le moteur "Lada Type 2121" de 1600 cm<sup>3</sup> est une pièce cylindrique insérée à l'intérieur de chaque cylindre du bloc moteur. Elle offre une surface lisse pour le mouvement du piston, réduisant l'usure et la friction. Généralement fabriquée en fonte ou en acier trempé, elle assure une durabilité à long terme. En cas d'usure excessive, elle peut être remplacée individuellement pour prolonger la durée de vie du moteur [10].



Figure II.2 Chemise

### II.2.1.3 Culasse

La culasse du moteur "Lada Type 2121" de 1600 cm<sup>3</sup> est une pièce essentielle qui se situe au-dessus du bloc moteur. Fabriquée en aluminium pour sa légèreté et sa conductivité thermique, elle scelle les cylindres du bloc moteur, formant ainsi les chambres de combustion où le mélange air-carburant est comprimé et enflammé. La culasse abrite également les soupapes, les guides de soupape et les ressorts de soupape, assurant ainsi un fonctionnement efficace du moteur. De plus, elle est équipée de passages de liquide de refroidissement pour dissiper la chaleur générée par la combustion. Fixée au bloc moteur à l'aide de boulons de culasse, elle crée une jointure hermétique pour contenir les gaz de combustion.



**Figure II.3 culasse**

#### **II.2.1.4 Joint de culasse**

Le joint de culasse est une pièce essentielle d'un moteur de voiture, y compris celui d'une Lada 2121 avec un cylindre de 1600cc. Son rôle principal est d'assurer l'étanchéité entre la culasse (la partie supérieure du moteur qui contient les soupapes) et le bloc-moteur (la partie inférieure du moteur où les pistons se déplacent). Le joint de culasse est situé entre ces deux composants et scelle l'espace entre eux pour empêcher les fluides tels que l'huile et le liquide de refroidissement de s'échapper et pour maintenir la compression dans les cylindres du moteur



**Figure II.4 Joint du Culasse.**

## II.2.2 Organes mobiles

La transmission de couple moteur est assurée par un système dynamique comportant trois éléments principaux : le piston, la bielle et le vilebrequin

### II-2-2-1 Piston

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston est réalisé en fonte alliée. La tête de piston forme une partie de la chambre de combustion. A ce titre, elle est quelque fois creusée de cavités destinées à créer une turbulence favorable à la combustion.

Segments sont logés dans la partie haute du piston, la tête, assurent l'étanchéité de la chambre de combustion.

On distingue Trois segment :

- Segment du coup de feu;
- segment de l'étanchéité;
- segment racleurs.

Dont l'un est souvent disposé plus bas que l'axe de piston. Le segment de feu est le plus souvent chromé. Il est disposé assez loin du bord de piston afin d'éviter qu'il soit soumis directement à la chaleur dégagée lors de la combustion.

Le refroidissement de piston assuré par jet d'huile.

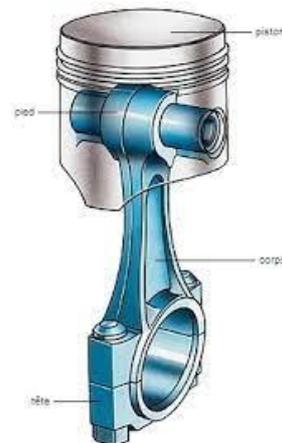


Figure II.5 Les pistons.

### II-2-2-2 Bielles

La bielle assure la liaison mécanique entre le piston animé d'un mouvement rectiligne, et le vilebrequin doté d'un mouvement de rotation. Réalisée en acier, elle doit pouvoir résister à des efforts de compression très élevés.

A ce titre les constructeurs ont généralement adoptés une section de profil H en acier forgé, comporte des coussinets lisses en alésage d'aluminium.

Le plan de coupe de la tête de bielle est souvent oblique afin de faciliter la dépose de l'ensemble bielle piston par le haut de cylindre .la bielle comporte trois parties essentielles :

- Le pied articulé sur l'axe de piston ;
- La tête articulée sur le maneton du vilebrequin ;
- Le corps qui transmet les efforts entre les articulations.

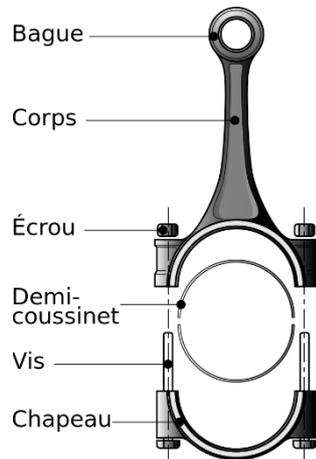


Figure II.6 Bielle[10].

### II-2-2-3 coussinets

Constitués de demies coquilles démontables, recouvert d'une couche de métal antifriction, ils réalisent les contacts entre le palier du vilebrequin et la tête de la bielle.



Figure II.7 Les coussinet

### II-2-2-4 Vilebrequin

Le vilebrequin d'un moteur Lada 2121 cylindre 1600cc est une pièce essentielle qui convertit le mouvement linéaire alternatif des pistons en un mouvement rotatif continu. Son rôle est crucial pour fournir la puissance nécessaire au fonctionnement du véhicule. Fabriqué en acier allié de haute qualité, le vilebrequin est conçu pour équilibrer les forces générées par les pistons, minimiser les vibrations et assurer un fonctionnement fluide du moteur. Il nécessite un entretien régulier pour détecter tout signe d'usure ou de dommages et peut nécessiter une rectification ou un remplacement en cas de problème grave.

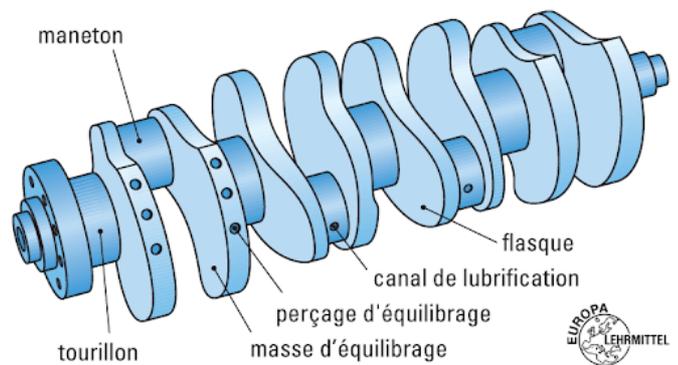


Figure II.8 Vilebrequin[10].

### II-2-2-5 L'arbre à cames

L'arbre à cames est une composante cruciale dans le moteur d'un véhicule, contrôlant l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement. Dans le cas spécifique du moteur Lada type 2121, équipé d'un cylindre de 1600cc, l'arbre à cames est conçu pour fonctionner avec ce moteur particulier[10].

Voici comment fonctionne généralement un arbre à cames dans un moteur à combustion interne comme celui-ci :

1. **Positionnement dans le moteur** : L'arbre à cames est situé dans la culasse du moteur, au-dessus des cylindres. Il est généralement alimenté par une courroie ou une chaîne de distribution reliée au vilebrequin. [10].
2. **Profils des cames** : Sur l'arbre à cames, il y a des lobes ou cames qui sont conçus avec des formes spécifiques. Ces lobes contrôlent le mouvement des soupapes. Lorsque le lobe appuie sur une soupape, il l'ouvre, permettant au mélange air-carburant d'entrer dans la chambre de combustion (soupape d'admission) ou les gaz brûlés de sortir (soupape d'échappement).
3. **Synchronisation** : La rotation de l'arbre à cames est synchronisée avec la rotation du vilebrequin, généralement par le biais d'une chaîne ou d'une courroie de distribution. Cette synchronisation est essentielle pour garantir que les soupapes s'ouvrent et se ferment au bon moment par rapport à la position des pistons. [10].
4. **Distribution variable (le cas échéant)** : Certains moteurs sont équipés d'un système de distribution variable qui permet de modifier l'angle de l'arbre à cames par rapport au vilebrequin. Cela peut améliorer les performances et l'efficacité du moteur sur une plage de régimes plus large.

Dans le cas du moteur Lada type 2121, l'arbre à cames est spécifiquement conçu pour ce moteur et son cylindre de 1600cc. Les dimensions, les profils des cames et d'autres caractéristiques sont optimisés pour offrir les performances et l'efficacité attendues de ce moteur particulier[12].



Figure II.9 Arbre à came

### II-2-2-6 Soupapes

Le moteur Lada type 2121, avec un cylindre de 1600cc, comporte des soupapes d'admission et d'échappement pour chaque cylindre. Les soupapes sont en acier allié résistant à la chaleur et contrôlées par un arbre à cames dans la culasse. Les soupapes d'admission s'ouvrent pour permettre au mélange air-carburant d'entrer dans la chambre de combustion, tandis que les soupapes d'échappement s'ouvrent pour laisser sortir les gaz brûlés .



**Figure II.10** soupapes

**Chapitre III**

**Circuit de**

**Lubrification du**

**Moteur**

### III.1 Introduction

Au cœur de tout moteur à combustion interne se trouve un ballet complexe et synchronisé de pièces en mouvement. De la montée et de la descente des pistons dans les cylindres à la rotation des arbres à cames et des vilebrequins, chaque composant joue un rôle crucial dans la transformation de l'énergie contenue dans le carburant en mouvement mécanique. Cependant, cette activité frénétique engendre une grande quantité de friction entre les pièces métalliques, ce qui, sans une intervention appropriée, pourrait conduire à une usure prématurée et à une défaillance catastrophique du moteur[10].

C'est ici que le circuit de lubrification entre en jeu comme un gardien silencieux mais essentiel. Conçu pour garantir que chaque partie mobile du moteur soit constamment baignée dans un film protecteur d'huile, ce système assure une réduction significative de la friction et de l'usure. En effet, sans une lubrification adéquate, les pièces du moteur se heurteraient les unes contre les autres à des vitesses et des pressions extrêmes, ce qui entraînerait une dégradation rapide des composants et, ultimement, la défaillance du moteur[10].

Le circuit de lubrification d'un moteur essence est un système sophistiqué, mais son concept de base est relativement simple. Tout commence par le réservoir d'huile, situé dans le carter inférieur du moteur, où l'huile est stockée en attente d'être utilisée. À partir de là, une pompe à huile, généralement entraînée par le moteur lui-même, est chargée de pomper l'huile et de la diriger à travers un réseau complexe de canaux et de conduites.

Avant d'atteindre les parties les plus critiques du moteur, telles que les paliers de vilebrequin et les pistons, l'huile passe par un filtre à huile. C'est là que les impuretés et les particules indésirables sont capturées, garantissant que seule une huile propre et de haute qualité est utilisée pour la lubrification. Cette filtration est cruciale pour maintenir la propreté du système et éviter que des contaminants n'endommagent les composants internes du moteur.

Une fois filtrée, l'huile est acheminée vers les parties mobiles du moteur, où elle remplit plusieurs rôles vitaux. Tout d'abord, elle agit comme un lubrifiant, réduisant le frottement entre les pièces métalliques en mouvement. Ensuite, elle agit comme un agent de refroidissement, absorbant la chaleur générée par la friction et la dissipant à travers le carter d'huile et le radiateur. Enfin, elle joue un rôle crucial dans le maintien de l'étanchéité des joints et des segments de piston, empêchant les fuites potentielles de compression et de pression d'huile[10].

Une fois que l'huile a rempli ses fonctions, elle retourne au carter d'huile pour être à nouveau pompée à travers le circuit, créant ainsi un cycle continu de lubrification et de refroidissement. C'est ce processus rigoureux qui garantit que le moteur fonctionne de manière fiable et efficace,

même dans les conditions les plus extrêmes.

le circuit de lubrification d'un moteur essence est bien plus qu'un simple système de distribution d'huile. C'est le gardien silencieux qui veille sur l'état et la longévité du moteur, réduisant la friction, dissipant la chaleur et assurant un fonctionnement optimal à chaque instant. Sans lui, les moteurs modernes ne pourraient tout simplement pas fonctionner aussi efficacement ni durer aussi longtemps qu'ils le font aujourd'hui. [8]

### III.2 Rôle du circuit de lubrification

Le rôle du circuit de lubrification dans un moteur essence est fondamental pour assurer son bon fonctionnement, sa durabilité et ses performances optimales. Voici quelques-uns des principaux aspects de son rôle :

1. **Réduction de la friction** : Le circuit de lubrification fournit de l'huile entre les surfaces mobiles du moteur, telles que les pistons, les bielles et les paliers de vilebrequin. Cette huile forme un film protecteur qui réduit le contact direct entre ces surfaces métalliques en mouvement, minimisant ainsi la friction. Une friction réduite permet une rotation plus fluide des composants et réduit l'usure des pièces[14].
  2. **Refroidissement** : En plus de réduire la friction, l'huile transporte également la chaleur générée par le frottement des pièces mobiles vers le carter d'huile et, éventuellement, vers le radiateur d'huile. Cela contribue à maintenir une température optimale de fonctionnement du moteur en dissipant la chaleur excédentaire, ce qui est crucial pour éviter la surchauffe et les dommages aux composants[14].
  3. **Protection contre l'usure** : En créant un film lubrifiant entre les pièces en mouvement, le circuit de lubrification protège ces pièces de l'usure prématurée. L'usure des pièces internes est réduite, ce qui prolonge la durée de vie du moteur et réduit le besoin de réparations coûteuses.
  4. **Étanchéité** : L'huile lubrifiante aide également à maintenir l'étanchéité des joints et des segments de piston. Une bonne lubrification empêche les fuites potentielles de compression et de pression d'huile, ce qui contribue à maintenir les performances du moteur et à éviter les problèmes de fonctionnement.
  5. **Nettoyage** : Le circuit de lubrification transporte également les particules métalliques et les impuretés qui sont générées par l'usure normale des pièces vers le filtre à huile, où ils sont capturés et éliminés. Cela aide à maintenir la propreté du moteur en évitant l'accumulation de dépôts nocifs qui pourraient obstruer les passages d'huile ou endommager les composants.
- En somme, le circuit de lubrification joue un rôle essentiel dans la préservation de la santé et

des performances du moteur. En assurant une lubrification adéquate, une dissipation efficace de la chaleur et une protection contre l'usure, ce système contribue à maintenir le moteur en bon état de fonctionnement et à prolonger sa durée de vie[14].

### III.3 Fonctionne le circuit de lubrification

Le circuit de lubrification dans un moteur essence fonctionne grâce à une série d'étapes coordonnées qui assurent que l'huile lubrifiante est distribuée là où elle est nécessaire. Voici comment cela fonctionne :

- 1. Alimentation en huile :** Le processus commence avec un réservoir d'huile, généralement situé dans le carter inférieur du moteur. Ce réservoir stocke l'huile lubrifiante en attente d'utilisation.
- 2. Pompage de l'huile :** Une pompe à huile, généralement entraînée par le moteur lui-même, est chargée de pomper l'huile du réservoir et de la pousser à travers le circuit de lubrification. Cette pompe crée une pression suffisante pour que l'huile circule à travers le système.
- 3. Filtrage de l'huile :** Avant d'atteindre les parties critiques du moteur, tels que les paliers de vilebrequin et les pistons, l'huile passe par un filtre à huile. Ce filtre retient les impuretés et les particules indésirables présentes dans l'huile, garantissant ainsi que seule une huile propre et de haute qualité atteint les composants du moteur.
- 4. Distribution de l'huile :** Une fois filtrée, l'huile est dirigée vers les parties mobiles du moteur par un réseau de canaux et de conduites. Elle est acheminée vers les zones où la lubrification est nécessaire, telles que les surfaces de contact entre les pistons et les cylindres, les bielles, les paliers de vilebrequin et les arbres à cames.
- 5. Lubrification des pièces mobiles :** L'huile lubrifiante forme un film protecteur entre les surfaces métalliques en mouvement, réduisant ainsi le frottement et l'usure. Ce film d'huile assure également le refroidissement des pièces en dissipant la chaleur générée par le frottement.
- 6. Retour de l'huile usée :** Une fois que l'huile a rempli sa fonction de lubrification, elle retourne au carter d'huile pour être à nouveau pompée à travers le circuit. Ce processus crée un cycle continu où l'huile est constamment recyclée pour assurer une lubrification adéquate.

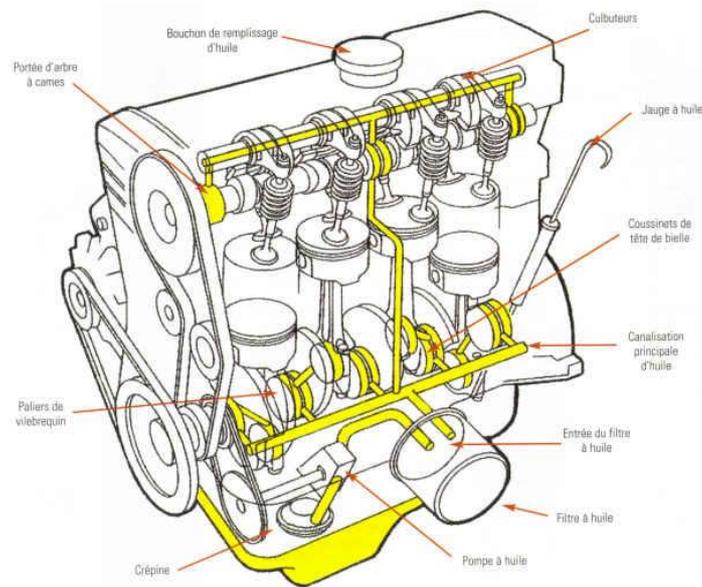


Figure III.1 Circuit de lubrification du moteur [9]

### III.4 les différents éléments du circuit de lubrification

Le circuit de lubrification est constitué de plusieurs éléments :

#### III.4.1 Carter moteur

Le carter moteur sert de réceptacle à l'huile



Figure III.2 : Carter moteur

### III.4.2 Jauge à huile

La jauge à huile est constituée d'une tige comportant deux repères qui indiquent le niveau mini et maxi de la réserve d'huile dans le carter inférieur. Le niveau doit être maintenu entre le maxi et le mini et contrôlé régulièrement sur sol plat, véhicule à l'arrêt.



Figure III.3 Jauge à huile[9]

### III.4.3 Pompe à huile

La pompe à huile, entraînée soit par l'arbre à cames, soit par le vilebrequin (chaîne), assure la mise en pression de l'huile. Elle est dotée d'un clapet de décharge qui en limite la pression.



Figure III.4 Pompe à huile

### III.4.4 Filtre à huile

Le filtre à huile généralement constitué de papier ou de toile de coton, est contenu dans une cartouche en métal. Il retient les impuretés, en suspension dans l'huile, qui pourraient altérer les pièces en fonctionnement :

- les particules métalliques provenant du rodage
- les résidus de combustion
- les produits d'altération de l'huile

L'huile, venant de la pompe, entre dans la cartouche, traverse le filtre et repart dans la rampe principale. Si le filtre à huile se colmate, un clapet de sécurité s'ouvre et l'huile non filtrée rejoint directement

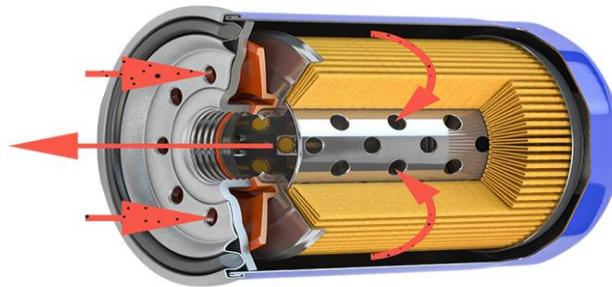


Figure III.5 : Filtre à huile[9]

### III.4.5 Thermocontact ou manocontact

Le thermocontact, ou manocontact, permet via l'ordinateur de bord de signaler au conducteur une chute de pression dans le circuit de lubrification du moteur.



Figure III.6 manocontact [9]

### III.5 Choix d'un lubrifiant

C'est une question très complexe et l'on peut dire qu'à chaque sorte de contact mécanique correspond une composition de lubrifiant optimale (ou moins mauvaise que les autres ...) S'il existe dans une machine 50 sortes de contacts différents, il faudrait idéalement utiliser 50 lubrifiants différents, et l'on devine facilement l'étendue des problèmes pratiques que cela pourrait poser. On ne lubrifie pas dans les mêmes conditions les organes d'une machine produite en très grande série, comme une automobile, et les roulements spéciaux d'une installation industrielle très spécifique, Dans le premier cas, on fera nécessairement appel à des lubrifiants disponibles dans le commerce, dans le second, on n'hésitera pas à créer une formule très spécifique et il est évident que le coût de l'opération n'est pas exactement celui d'une simple vidange. Le nombre des lubrifiants dans une automobile est beaucoup plus élevé qu'il n'y paraît généralement. L'huile destinée au moteur doit être changée périodiquement, car en dépit de tous les progrès de la chimie, on ne sait pas lui donner la même durée de vie que le moteur. Les huiles destinées à la boîte de vitesses et le cas échéant au pont arrière sont renouvelées beaucoup moins souvent et la tendance actuelle est de lubrifier ces deux éléments « à vie ». Les roulements des roues sont graissés à vie depuis quelques dizaines d'années, de même que ceux des multiples moteurs utilisés pour les essuie-glaces, les ventilateurs, les lève-vitres, etc., et généralement ils le sont avec des graisses différentes. D'autres produits lubrifiants très spécialisés peuvent être rencontrés dans les compresseurs des systèmes de climatisation. En dressant l'inventaire, on arriverait facilement à plusieurs dizaines de produits. [19]

Si l'on raisonne sur un organe particulier, par exemple la boîte de vitesses, on peut conclure qu'il existe un lubrifiant idéal pour chacun des engrenages qui fournissent les différents rapports de vitesses ; ces lubrifiants, selon toute vraisemblance, ne seront pas les meilleurs pour chacun des roulements qui guident les arbres. Évidemment il n'est pas question d'utiliser dix huiles différentes dans une même boîte de vitesses, et c'est la démarche inverse qui s'impose : après que l'on a choisi un des lubrifiants pour boîtes de vitesses disponibles dans le commerce, il faut concevoir les différents engrenages, roulements (pas toujours standard) et autres composants mobiles pour qu'ils puissent accomplir correctement leur service dans le lubrifiant imposé.

Certains constructeurs automobiles ont été plus loin : sur quelques modèles de leur gamme, ils ont créé des ensembles moteur-boîte-pont lubrifiés avec une seule huile.

Avant Le choix correct d'un lubrifiant, il faut connaître les différents Les contacts lubrifiés et leurs modes d'action. [13]

### III.6 Différents types de lubrifiants

On peut distinguer les lubrifiants selon leur origine : animale, végétale, minérale ou synthétique, ou selon leur présentation, liquide, pâte ou solide [13].

#### a. Lubrifiants d'origine animale

Ils sont constitués essentiellement d'esters résultant de la combinaison d'acides gras avec la glycérine. Ce sont souvent des « *ancêtres* » mais certains entrent encore dans diverses compositions [13].

#### b. Lubrifiants d'origine végétale

Ce sont en général des combinaisons d'acides gras peu ou pas estérifiés. Certains sont encore largement utilisés en addition dans les huiles de pétrole ou dans les graisses [13].

#### c. Lubrifiants d'origine minérale : (Les huiles de base)

Les huiles minérales proviennent de la distillation du pétrole brut. D'un prix peu élevé, elles présentent des performances « moyennes ».

- Le procédé d'obtention de ces huiles n'est pas parfait : les molécules obtenues sont de tailles différentes, ce qui nuit à l'homogénéité de l'huile et limite ses possibilités d'application. Des produits indésirables restent également dans cette huile de base (paraffines, solvants légers...).
- Les huiles minérales sont, et de très loin, les plus utilisées aussi bien dans les applications automobiles qu'industrielles [13].

#### d. Les huiles de synthèse ou synthétiques :

Dans le cas de l'huile synthétique, on fabrique la molécule dont on a précisément besoin, si bien que l'on obtient une huile de base dont le comportement est voisin de celui d'un corps pur. En créant un produit dont les propriétés physiques et chimiques sont prédéterminées, on fait mieux que la nature.

- On rajoute ensuite les additifs nécessaires pour répondre à un service voulu. Ces huiles ont des performances élevées, en particulier pour des objectifs et des conditions de service difficiles. [19]

- Ces huiles elles offrent des performances supérieures :

Indice de viscosité plus élevé.

Meilleure tenue thermique.

Meilleure résistance à l'oxydation.

### III.7 Les additifs

Les propriétés des bases utilisées sont généralement modifiées par des composés de structures chimiques très variées, appelés additifs ou dopes que nous allons examiner succinctement.

#### 1. Additifs amélioration d'indice de viscosité :

Augmentent l'indice de viscosité du lubrifiant sans modifier défavorablement les autres propriétés essentielles. Permettre à l'huile d'être :

- a. Suffisamment fluide à froid (faciliter le démarrage en abaissant le point d'écoulement entre -15 et -45°C suivant les huiles).
- b. Visqueuse à chaud (éviter le contact des pièces en mouvement). [20]

#### 2. Additifs Anti-congelant :

Permettre au lubrifiant de garder une bonne fluidité à basse température (de -15°C à -45°C).[19]

#### 3. Additif extrême pression et Anti-friction (usure) :

Les additives anti-usures agissent dès la température ambiante ou à moyenne température alors que les additives extrêmes pressions sont actifs à température élevée.

Permettre à l'huile de :

- a. Réduire les couples de frottement et par conséquent économiser l'énergie.
- b. Protéger les surfaces des fortes charges. [19]

#### 4. Additifs Antioxydants :

Supprimer, ou tout au moins ralentir les phénomènes d'oxydation du lubrifiant. Contribuer à l'espacement des vidanges par une meilleure tenue aux hautes températures. [21]

#### 5. Additifs Anti-corrosion :

Empêcher l'attaque des métaux ferreux, attaque due à l'action conjuguée de l'eau, de l'oxygène de l'air et de certains oxydes formés lors de la combustion.

#### 6. Additifs Anti mousse :

Le moussage de l'huile peut être dû :

- a. A la présence d'autres additifs. Les additifs détergents agissent dans l'huile comme du savon dans l'eau : ils nettoient le moteur mais ont tendance à mousser.
- b. Au dessin du circuit de graissage qui provoque des turbulences lors de l'écoulement du lubrifiant, facilitant ainsi le brassage air-huile et la formation des bulles. [20]

#### 7. Additifs Anti-émulsion et Détergent :

Evite le mélange de fluides étrangers (de l'eau par exemple) avec l'huile et favorise la décantation (séparation) de l'ensemble

Détergent Eviter la formation de dépôts ou de vernis sur les parties les plus chaudes du moteur telles que les gorges des pistons. [21]

### III.8 Spécifications des lubrifiants

SAE : Il s'agit d'une norme établie par la Society of Automotive Engineer. La viscosité détermine la résistance à l'écoulement de l'huile, en fonction de la température.

a) Les huiles monograde ont une seule viscosité, exemple : 10W

b) Les huiles multigrades possèdent une plage de viscosité, exemple: 10W40, 20W50

Le premier chiffre renseigne sur la viscosité à froid. (W pour Winter, hiver en Anglais) reste liquide jusqu'à  $-35^{\circ}\text{C}$ . Elle ira donc plus vite dans le circuit de graissage pour tout lubrifier. Le second chiffre indique la viscosité à chaud (mesurée à  $100^{\circ}\text{C}$ ). Elle indique la résistance de l'huile et sa capacité à résister à des températures élevées. En théorie, plus le premier chiffre est bas (jusqu'à 0) et plus le second chiffre est haut (jusqu'à 60), meilleures sont les performances.[19]

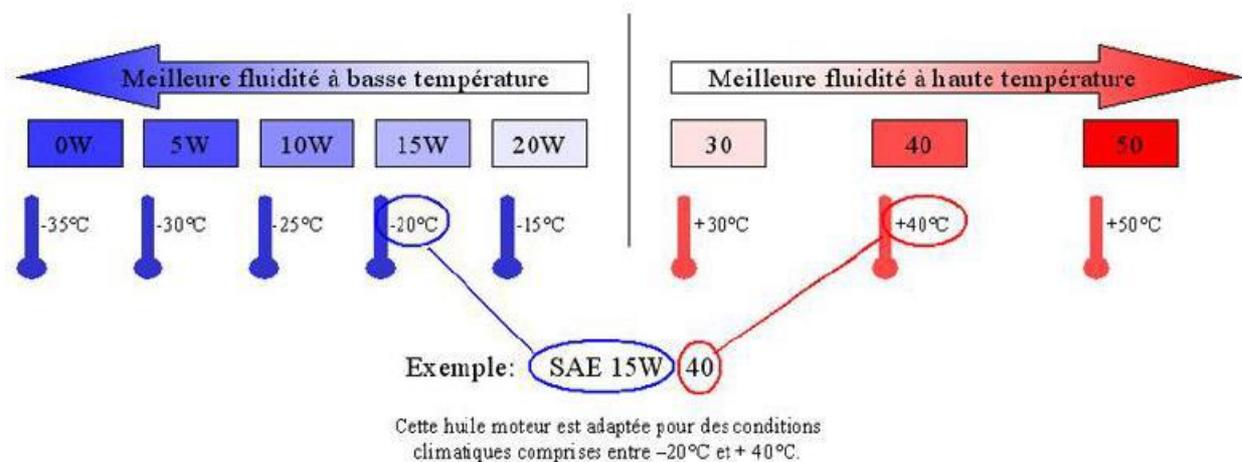


Figure III.7 Spécification des lubrifiants [19].

**Chapitre IV**

**Lubrification des  
paliers  
hydrodynamique**

## IV.1 Introduction

La bielle est une pièce mécanique présente dans les moteurs à combustion interne. Son rôle est de transformer le mouvement de translation du piston, induit par la combustion du mélange air-combustible dans la chambre de combustion, en un mouvement de rotation du vilebrequin.

Le palier de tête de bielle est la liaison mécanique constituée de la bielle et du vilebrequin.

La Figure 1 présente une bielle démontée de moteur automobile avec le vocabulaire associé[13].



**Figure IV. 1 Bielle démontée d'un moteur automobile.[13]**

Le mouvement de rotation du vilebrequin crée un écoulement de l'huile dans un convergent-divergent ce qui entraîne une mise en pression de l'huile et la création d'un film qui sépare alors les deux surfaces en contact. La pression dans le film permet de supporter la charge appliquée sur le palier qui tend à mettre les deux surfaces en contact. Le rôle principal de l'huile est donc d'assurer la séparation des deux surfaces afin d'éviter des dégradations de la bielle et/ou de l'arbre. Les pressions hydrodynamiques dans le film engendrent des déformations élastiques des parois, on parle de lubrification élastohydrodynamique (EHD)[13]. De plus, le cisaillement du fluide engendre une augmentation de la température qui conduit à des déformations thermiques des pièces en contact. Si cet aspect est également pris en compte dans la modélisation, on parle de lubrification thermoélastohydrodynamique (TEHD). Dans le cadre de ce travail, l'aspect thermique sera traité de façon globale. Malgré son apparente simplicité, le comportement d'un palier de tête de bielle est simultanément régi par trois équations qui régissent :

- le comportement du fluide dans le contact : les pressions hydrodynamiques ainsi que la localisation des zones actives et inactives dans le palier sont calculées à l'aide de l'équation de Reynolds ;

- l'équilibre de la de complexe à modéliser. Le traitement d'un problème EHD nécessite la résolution charge : la position de l'arbre dans le palier est calculée à partir de l'équation de la dynamique ;

- l'épaisseur du film : elle est calculée à partir de la position de l'arbre, des déformées élastiques et thermiques (équation de l'épaisseur). Ce type de problème est fortement non linéaire. Par exemple, les pressions hydrodynamiques engendrent des déformations des surfaces en contact qui modifient les épaisseurs de film, qui entraînent alors une modification du champ de pression. De plus, les paliers de tête de bielle fonctionnent en régime dynamique, la trajectoire de l'arbre est une inconnue du problème et dépend des champs de pression et d'épaisseur dans le palier. L'optimisation d'un palier de tête de bielle à l'aide d'une étude numérique nécessite l'utilisation d'un programme permettant de modéliser de façon réaliste le comportement du palier en fonctionnement. Ce chapitre est consacré à la présentation de la théorie relative à la Modélisation du palier ainsi qu'à la présentation du programme TEHD utilisé[13].

## IV.2 Equation de Reynolds

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 et de continuité, en tenant compte d'un certain nombre d'hypothèses [10] propres aux problèmes de lubrification :

- le milieu est continu ;
- le fluide est newtonien ;
- l'écoulement est laminaire ;
- les forces extérieures sont négligeables dans le film ;
- les forces d'inertie sont négligeables devant les forces de viscosité et de pression ;
- il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact ;
- l'épaisseur du film est très faible devant son étendue ; la courbure générale du contact peut alors être négligée.

En considérant un fluide incompressible et une vitesse nulle suivant l'axe z (système d'axe présenté dans la Figure 2 pour un palier développé), l'équation de Reynolds peut alors s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial u} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial u} \right) + \frac{\partial}{\partial w} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial w} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial u} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad \dots\dots\dots (1)$$

Avec  $U$  la vitesse relative suivant l'axe  $x$  entre les deux surfaces,  $h$  l'épaisseur de film,  $p$  la pression,  $t$  le temps et  $\mu$  la viscosité dynamique.

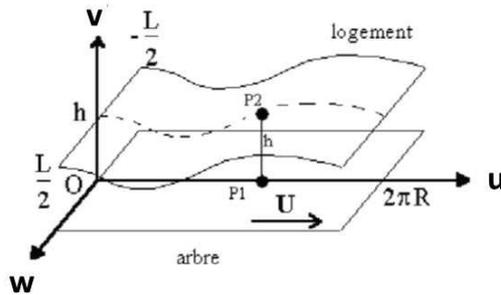


Figure IV. 2 Système d'axes développé[13]

Il existe deux types de zones dans un palier hydrodynamique :

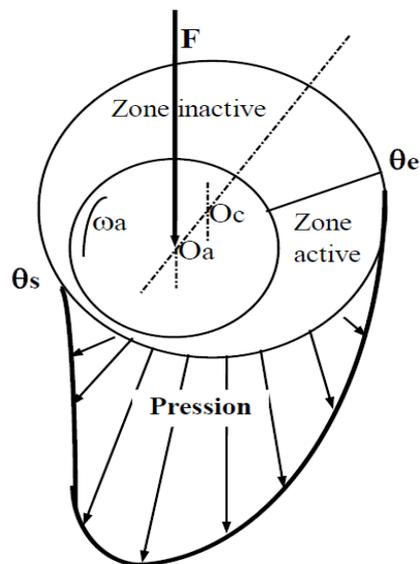


Figure IV. 3 Schéma de palier hydrodynamique[13]

- les zones dites « actives », pour lesquelles les surfaces du coussinet et de l'arbre sont séparées par de l'huile sous pression ;
- les zones dites « inactives », pour lesquelles soit l'huile change d'état et devient gazeuse (phénomène de cavitation) soit l'air ambiant pénètre à l'intérieur du palier (phénomène de séparation). Dans les zones inactives, les surfaces sont alors séparées par un mélange d'huile

et de gaz. Pour les zones inactives du palier, la pression hydrodynamique est constante et égale à la pression de cavitation ou à la pression ambiante selon qu'il y ait cavitation ou séparation. L'équation 1 devient alors :

$$U \frac{\partial \rho h}{\partial u} + 2 \frac{\partial \rho h}{\partial t} = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

Avec  $\rho h$  la masse volumique du mélange huile-gaz. En considérant la variable de Remplissage  $r = \frac{\rho h}{\rho_0}$ ,  $\rho_0 = 1$  où est la masse volumique de l'huile, l'équation 2 devient :

$$U \frac{\partial r}{\partial u} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

Le traitement simultané des zones actives et inactives dans le palier peut être réalisé à l'aide de l'équation de Reynolds modifiée proposée par Bonneau et Hajjam [12], qui est basée sur le modèle de JFO [13][14], pour laquelle une variable universelle  $D$  est définie telle que :

- Pour les zones actives :

$$\begin{cases} D = p, & D \geq 0 \\ B = 1 \end{cases}$$

- Pour les zones inactives :

$$\begin{cases} D = r - h, & D \leq 0 \\ B = 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (4)$$

L'équation de Reynolds modifiée, valable à la fois pour les zones actives et inactives du palier s'écrit alors sous la forme :

$$B \frac{\partial}{\partial u} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial u} \right) + B \frac{\partial}{\partial w} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial D}{\partial w} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial u} + \frac{\partial h}{\partial t} + (1 - B) \left( \frac{U}{2} \frac{\partial D}{\partial u} + \frac{\partial D}{\partial t} \right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

**IV.3 Prise en compte de l'aspect thermique**

Le cisaillement de l'huile dans le palier conduit à une augmentation de la température. Cette augmentation de température engendre des déformations thermiques différentielles des surfaces en contact et diminue la viscosité de l'huile, ce qui modifie le comportement du palier. En 1979, Boncompain et Frêne [15] montrent l'importance de la prise en compte de

l'aspect thermique sur les coefficients de raideur et d'amortissement d'un palier fonctionnant en régime laminaire. Pasco ici et al. [16] utilise un modèle en thermique « global » pour étudier le comportement TEHD transitoire d'un palier concentrique. Les auteurs montrent l'effet de la vitesse de rotation sur la variation de la température de fonctionnement. Pour le cas d'un palier en régime dynamique, la température à l'intérieur n'est pas uniforme et varie avec le temps. Une analyse fine des problèmes TEHD nécessitent alors la résolution de l'équation de la chaleur dans les solides et de l'équation de l'énergie dans le film [11] [17] [18].

L'analyse fine du problème thermique nécessite des temps de calculs importants. Comme il sera vu dans le chapitre suivant, l'optimisation de la bielle par algorithme évolutionnaire nécessite de nombreux calculs TEHD. Afin de réduire considérablement les temps de calcul, l'aspect thermique a été traité en « thermique global ». Bien qu'approximatif, ce modèle est considéré comme fiable par les motoristes. La température est supposée uniforme et constante dans l'ensemble du palier. A la fin de chaque cycle, la nouvelle température de fonctionnement *TEMP* du palier est calculée à partir de la relation :

$$TEMP = Talim + \frac{coef_T \cdot PUISS}{Q_d \cdot \rho_0 \cdot C_p} \dots\dots\dots (6)$$

où **Talim** représente la température d'alimentation **PUISS**, la puissance dissipée **Q<sub>d</sub>**, le débit de fuite **C<sub>p</sub>**, la chaleur spécifique de l'huile et **coef<sub>T</sub>** un coefficient représentant le pourcentage de chaleur évacuée par l'huile. la valeur de **coef<sub>T</sub>** est généralement estimée autour de 80%.

le calcul de la température globale du palier est un schéma itératif s'arrêtant lorsque la Température de fonctionnement n'évolue plus d'un cycle à l'autre[15].

#### IV.4 Prise en compte des déformations

Les déformations élastiques des surfaces sont, pour le cas d'un palier, du même ordre de grandeur que l'épaisseur de film. Ceci conduit à une modification importante du comportement du palier comparé à un palier supposé rigide. Ces déformations sont dues au champ de pression hydrodynamique dans le film et à l'effet inertiel de la bielle en mouvement. L'importance des déformations élastiques des surfaces a été démontrée expérimentalement en 1964 par Carl [19] et Rader mâcher [20] . Les résultats expérimentaux ont montré que les résultats théoriques d'un palier rigide surestiment d'environ 15% les épaisseurs de film. En 1983, Pierre-Eugene [21] et al. confirment par leurs résultats expérimentaux l'importance de la théorie EHD pour des cas de fonctionnement statiques et pour des faibles charges (jusqu'à 10KN). Devant l'importance

de la prise en compte des déformées élastiques, de nombreux travaux ont été réalisés sur la modélisation EHD et TEHD des paliers. Une revue de ces travaux est présentée dans [22]. Dans le cadre de ce travail, une méthode nodale utilisant une matrice de souplesse linéaire a été utilisée pour prendre en compte l'élasticité des pièces en contact. Aitken et McCallion [23] démontrent l'importance de prendre en compte les déformations élastiques dues aux effets d'inertie pour la modélisation des paliers de bielles. De même, Osaza et al. montrent que le débit de fuite et la puissance dissipée sont plus importants pour un palier élastique par rapport à un palier rigide. Les effets d'inertie ont donc été pris en compte pour l'ensemble des simulations réalisées dans ce travail à l'aide d'une matrice de souplesse. Conférer [24] pour plus d'information sur la construction de la matrice de souplesse inertielle.

#### IV.5 Equations de l'équilibre de la charge

Les paliers de tête de bielles de moteur thermique fonctionnent avec un chargement Dynamique qui peut être décomposé en une succession d'états quasi-statiques. Un exemple de Chargement est donné dans la Figure 3 pour le cas d'un moteur à 4 temps. Le système d'axes est présenté dans la Figure 4. Un cycle de chargement s'établit sur une rotation de  $720^\circ$  du vilebrequin. Le pic de charge de 30 kN situé environ à l'angle de vilebrequin  $360^\circ$  correspond à la phase d'explosion du moteur qui engendre une forte compression de la bielle. A chaque Instant  $t$ , la charge appliquée au palier est équilibrée par la résultante du champ de pression Hydrodynamique dans le palier[15].

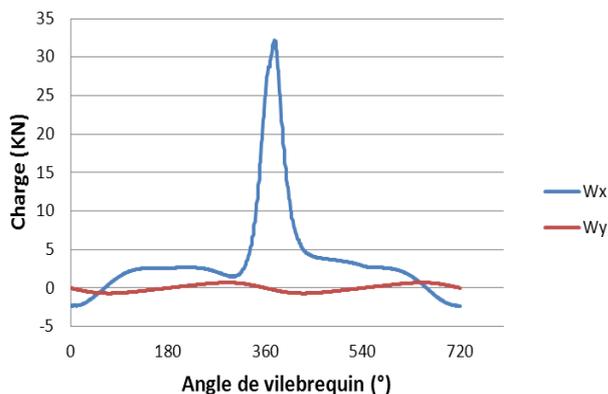


Figure IV. 5 Exemple de chargement.



Figure IV. 4 Système d'axes.

Les équations d'équilibre pour un palier aligné sous charge dynamique sont :

$$\begin{cases} \int_S p \cos \theta \, dS - W_X = M_a \ddot{\varepsilon}_X \\ \int_S p \sin \theta \, dS - W_Y = M_a \ddot{\varepsilon}_Y \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

Où  $\varepsilon_X$  et  $\varepsilon_Y$  sont les excentricités suivant X et Y ( figure 5 ) ;  $W_x$  et  $W_y$  sont les résultantes des forces extérieures appliquée ;  $M_a$  la masse de l'arbre en mouvement.

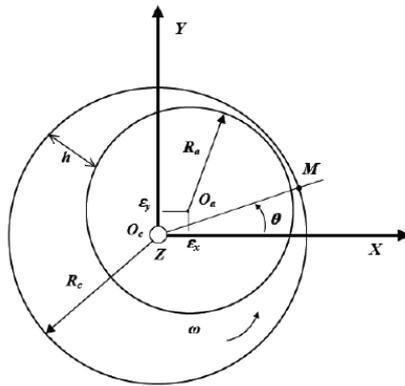


Figure IV. 6 Palier circulaire [13]

**IV.6 Epaisseur de film de lubrifiant**

L'épaisseur totale du film lubrifiant pour un problème TEHD peut être décomposée en :

- une composante  $h_0(\theta, Z, t)$  qui représente l'épaisseur du film pour le cas d'un palier Rigide et qui s'écrit :

$$h_0(\theta, Z, t) = C (1 - s_x(Z, t) \cos \theta - s_y(Z, t) \sin \theta)$$

Avec  $C$  le jeu radial et  $\theta = X$  la position angulaire.

- une composante  $h_e(\theta, Z, t)$  due à la déformation élastique des solides engendrée par les pressions hydrodynamiques dans le film d'huile et les effets inertiels ;
- une composante  $h(\theta, Z, t)$  due à la dilatation thermique des solides.

L'épaisseur totale du film s'écrit alors :

$$h(\theta, Z, t) = h_0(\theta, Z, t) + h_e(\theta, Z, t) + h_r(\theta, Z, t)$$

### IV.7 Propriétés rhéologiques de l'huile

La connaissance de la viscosité de l'huile est primordiale pour modéliser correctement le comportement du palier de bielle. Les viscosités des huiles varient avec la température, la pression et éventuellement le taux de cisaillement. Dans le cadre de ce travail, l'huile est supposée newtonienne. On suppose une proportionnalité entre la contrainte et la vitesse de cisaillement.

La loi de thermoviscosité utilisée est la relation de Reynolds corrigée avec une viscosité seuil  $\mu_s$  :

$$\mu(T) = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} + \mu_s \dots\dots\dots (8)$$

où  $\beta$  est le coefficient de thermoviscosité,  $T$  la température de l'huile et  $\mu_s$  la viscosité à la température de référence  $T_0$

Afin de prendre en compte la piezoviscosité de l'huile la loi puissance est utilisée :\*

$$\mu(T, P) = \mu(T)(1 + ap)^b \dots\dots\dots (9)$$

où  $a$  et  $b$  sont les coefficients de piezoviscosité.

L'effet piezovisqueux dépend en réalité de la température (Figure 6). C'est-à-dire que les coefficients de piezoviscosité  $a$  et  $b$  de la loi puissance (équation 9) dépendent de la température. Ces coefficients peuvent cependant être considérés constants sur la plage de température considérée (100°C à 130°C).

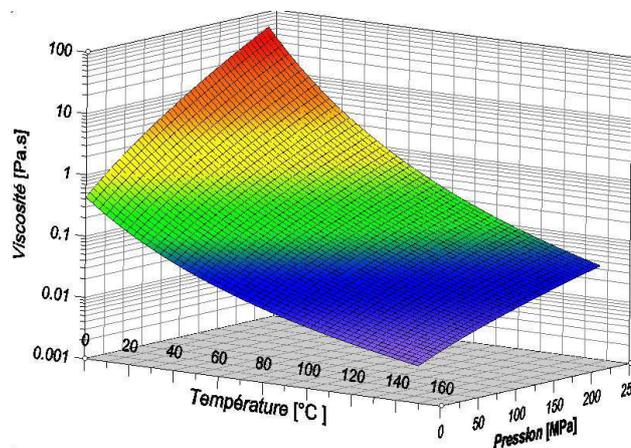


Figure IV. 7 Viscosité en fonction de la température et de la pression.

## IV.8 Conclusion

La théorie de la lubrification des paliers de tête de bielle ainsi que la formulation numérique du problème ont été développées dans ce chapitre. Malgré une apparente simplicité, la modélisation du comportement d'un palier de bielle est complexe. Elle nécessite de résoudre l'équation de Reynolds, les équations d'équilibre de la charge et les équations de l'élasticité pour chaque pas de temps. Le programme utilisé prend en compte l'apparition d'un régime de lubrification mixte, les déformations élastiques de la bielle, les comportements thermovisqueux et piezovisqueux de l'huile ainsi que l'évolution thermique du palier. Les paramètres d'entrée agissant sur le palier sont nombreux. Il existe les paramètres liés à la géométrie du palier (jeu radial, diamètre...), les paramètres liés aux propriétés rhéologiques de l'huile (viscosité, piezoviscosité...) et les paramètres structurels (module d'Young de la bielle...). Certains de ces paramètres sont peu ou mal contrôlés et peuvent agir fortement sur le comportement du palier. L'objectif principal du travail présenté dans ce manuscrit est de déterminer numériquement les gains réalisables sur deux des grandeurs d'intérêt du palier (puissance dissipée et sévérité) avec une meilleure maîtrise de ces paramètres.

**CHAPITRE V**

**Simulation**

**Numérique**

## V.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation et la simulation numérique de la lubrification hydrodynamique (HD) d'un palier de tête de bielle du moteur à combustion. La simulation est conduite par la méthode des éléments finis au moyen du logiciel COMSOL. La résolution numérique est effectuée dans la plage de régime de fonctionnement optimal (1000 tr/min) où le tourillon est exposé à la pression d'un film d'huile et étudie la charge appliquée au palier. La distribution du champ de pression est obtenue par la résolution de l'équation de Reynolds.

En extrayant les résultats en la forme de courbes et de modèles 3D, et les analyser pour concevoir des problèmes liés au palier et suggérer des solutions pour réduire ces problèmes et augmenter la durée de vie du palier.

## V.2 Présentation du logiciel COMSOL

C'est un logiciel conçu par l'entreprise «Comsol » qui est fondée en 1986. Elle se spécialise dans le domaine de développement de logiciels de support technique, de formation spécialisée et de conseil. Le logiciel est utilisé par plusieurs entreprises à travers le monde, il permet de modéliser et simuler tout système basé sur la physique.

COMSOL Multiphysics® comprend l'interface COMSOL Desktop® utilisateur graphique (GUI) et un ensemble d'interfaces d'utilisateur prédéfinis avec des outils de modélisation associés, appelés interfaces de physique, pour la modélisation des applications courantes. Une suite de produits add-on élargit cette plate-forme de simulation Multiphysique pour la modélisation des domaines d'application spécifiques ainsi que l'interface avec des logiciels tiers et de leurs capacités. COMSOL Multiphysics est nécessaire pour exécuter l'un des produits add-on.[19]

La notion de Multiphysique est représentée dans la combinaison de plusieurs phénomènes physiques lors de la description d'un processus. On peut décrire mathématiquement des phénomènes physiques très différents par les mêmes équations générales. Alors que des géométries et des phénomènes complexes nécessitent la modélisation avec des équations complexes et des conditions aux limites, COMSOL Multiphysics offre un couplage des différentes formulations physiques (multiphysiques) simple. Le résultat de ses systèmes sont des équations qui peuvent être résolues de façon séquentielle ou dans une formulation entièrement couplée. Multiphasiques étendus: Physique dans différentes géométries peuvent être facilement combinés. Ces variables de couplage peuvent également être utilisées pour lier des physiques ou des géométries différentes comme dans notre cas. Lors de la modélisation et les simulations, ces descriptions sont basées sur les lois de la physique[19].

### V.2.1 Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics

Le principal but de la création de COMSOL Multiphysics est d'avoir un logiciel où les scientifiques et les ingénieurs peuvent formuler, à l'aide de l'interface utilisateur, n'importe quel système d'équations aux dérivées partielles (EDP) sur la base des lois de la physique et surtout de se baser sur les zones les plus communes dans la physique et en ingénierie. Cette interface est basée sur un interpréteur d'équation qui formule une discrétisation par éléments finis, par le système entièrement couplé. Des interfaces de modélisation prédéfinis pour les différents domaines de la physique appliquée, y compris des couplages multiphysiques. Grâce à la technologie sous-jacente, les propriétés, les sources, les puits et les conditions aux limites peuvent être des fonctions des variables modélisées et leurs dérivées partielles. Les équations complètes sont également disponibles dans l'interface utilisateur pour une manipulation[19].

### V.2.2 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics

Les différentes étapes de la modélisation par le logiciel COMSOL sont illustrées dans la figure III.1. La procédure comprend, la création de la géométrie, la définition des caractéristiques de la matière, les conditions aux limites et les paramètres du lubrifiant.

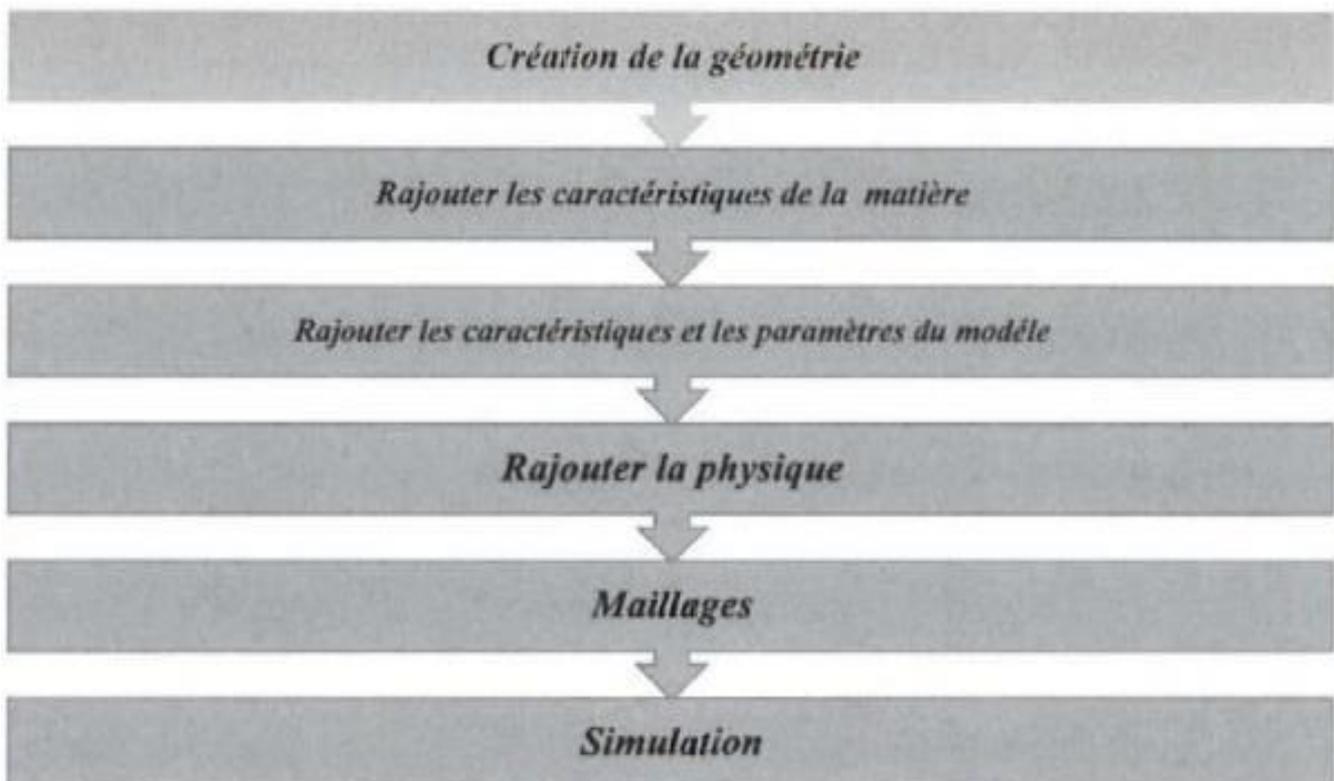


Figure V. 1 Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.

### V.3 Présentation du modèle

Cette analyse a pour objectif l'étude de la pression hydrodynamique dans un film d'huile entre le tourillon et le coussinet (palier de tête bielle) .

La pression dans le lubrifiant est régie par l'équation de Reynolds, pour un fluide incompressible sans condition de glissement. L'équation de Reynolds stationnaire dans le domaine continu est donnée par :

$$\nabla_T \cdot \left( \frac{-\rho h^3}{12\mu} \nabla_T + \frac{\rho h}{2} (v_a + v_b) - \rho ((\nabla_T b \cdot v_b) - (\nabla_T a \cdot v_a)) \right) = 0$$

On simule une partie du vilebrequin d'un moteur fonctionnant dans les conditions normales (coussinet- tourillon) à fin d'étudier la distribution de pression en fonction de la hauteur du film d'huile et aussi la variation de la vitesse, ensuite une deuxième répétition de la même simulation pour un moteur où la couche d'étain a été perdu.

#### V.3.1. Description de la simulation géométrique

##### V.3.1.1. Géométrie

La pièce que nous étudierons est palier de bielle du moteur LADA type 2121 cylindrée 1600cc (palier lisse hydrodynamique) a un rayon de 40 mm et une longueur de 50 mm

La vitesse angulaire du tourillon est de 104 rad/s et le jeu entre le tourillon

et le relèvement est de 100 um. La viscosité et la densité du lubrifiant sont prises à 0,02 Pa·s et 866 kg/m<sup>3</sup>, respectivement. Pour trouver la position d'équilibre correspondant à différents charges statiques, la charge du palier varie de 500 N à 50 000 N.

La rigidité des paliers et les coefficients d'amortissement sont calculés pour les positions d'équilibre par résoudre une forme perturbée de l'équation de Reynolds.

Les données du tourillon ainsi que les paramètres mis en jeu dans cette étude sont consignées

Name	Expression	Value	Description
Rj	40[mm]	0.04 m	rayon de tourillon
H	50[mm]	0.05 m	hauteur de tourillon
C	0.4[mm]	4E-4 m	le jeu entre le coussinet e...
Omega	1000/60*2*pi[rad/s]	104.72 rad/s	vitesse de rotation
mu0	0.02[Pa*s]	0.02 Pa·s	viscosite de lubrifiant
rho0	866[kg/m^3]	866 kg/m <sup>3</sup>	dansite de lubrifiant
W	500[N]	500 N	la charge sur le palier

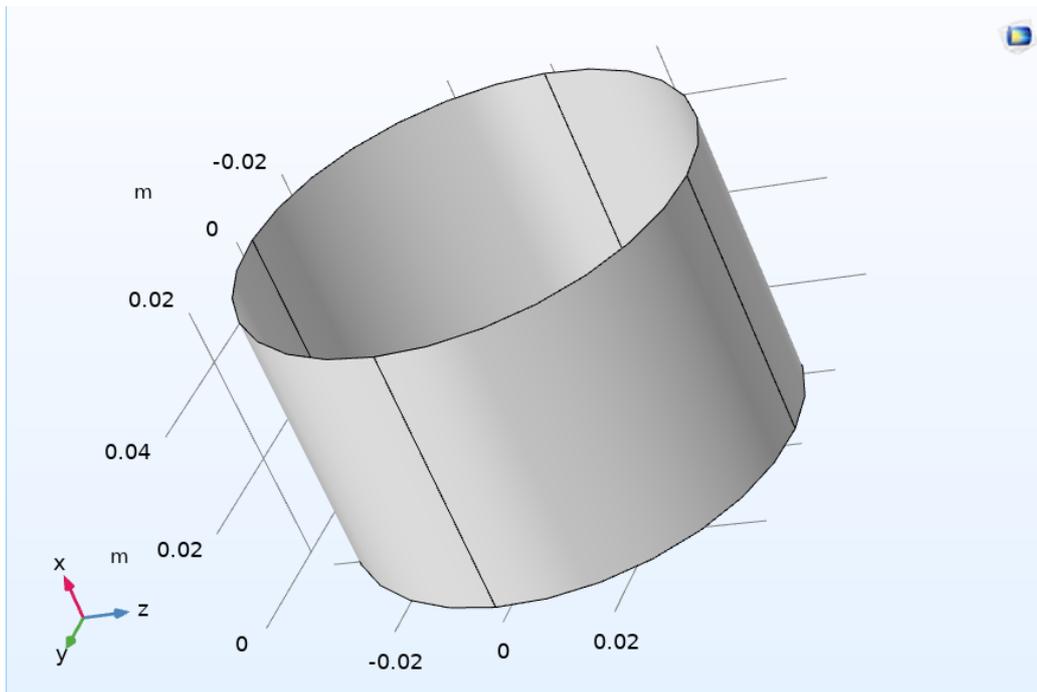


Figure V. 2 Géométrie du tourillon.

### V.3.1.2 Matériel utilisé

- **Huile de lubrification**

L'huile choisie par le constructeur pour ce type de moteur par est : 15W40. Ses caractéristiques physiques (viscosité dynamique et la masse volumique) sont présentées sur le tableau

- **Maillage**

Pour le maillage nous avons utilisé un maillage triangle .

Pour créer un maillage triangulaire dans COMSOL Multiphysics, vous pouvez suivre ces étapes générales :

1. Importer votre géométrie : Utilisez l'interface de COMSOL pour importer ou créer votre géométrie.
2. Préparation de la géométrie : Assurez-vous que votre géométrie est correctement définie et prête à être maillée.
3. Création du maillage : Accédez à l'onglet "Maillage" dans COMSOL. Sélectionnez l'option pour créer un maillage 2D (si vous travaillez en 2D) ou 3D (si vous travaillez en 3D).
4. Paramètres de maillage :\*\* Définissez les paramètres de maillage appropriés. Vous aurez la possibilité de choisir le type de maillage (par exemple, triangulaire), la taille des éléments, les raffinements locaux, etc.

5. Génération du maillage : Lancez la génération du maillage une fois que tous les paramètres sont configurés selon vos besoins.

6. Vérification du maillage : Après la génération du maillage, assurez-vous de vérifier visuellement si le maillage est correctement créé. Vous pouvez également effectuer des analyses de qualité de maillage pour vous assurer que le maillage est adapté à votre simulation.

7. Exportation du maillage : Une fois que vous êtes satisfait du maillage, vous pouvez l'exporter au format approprié pour l'utiliser dans votre simulation.

N'oubliez pas que les étapes spécifiques peuvent varier en fonction de la version de COMSOL que vous utilisez et du type de géométrie que vous travaillez. Assurez-vous de consulter la documentation de COMSOL pour des instructions détaillées correspondant à votre version spécifique du logiciel.

### V.3.1.3 Conditions aux limites

Le tourillon tournant est considéré comme la paroi pleine. La figure ci-dessous le montre qui est mur sur lequel vous résolvez l'équation de Reynolds. Parce que la pression est constante à travers l'épaisseur du film lubrifiant, COMSOL utilise la projection tangentielle du gradient opérateur,  $T$ , pour calculer la répartition de la pression sur la surface du lubrifiant.

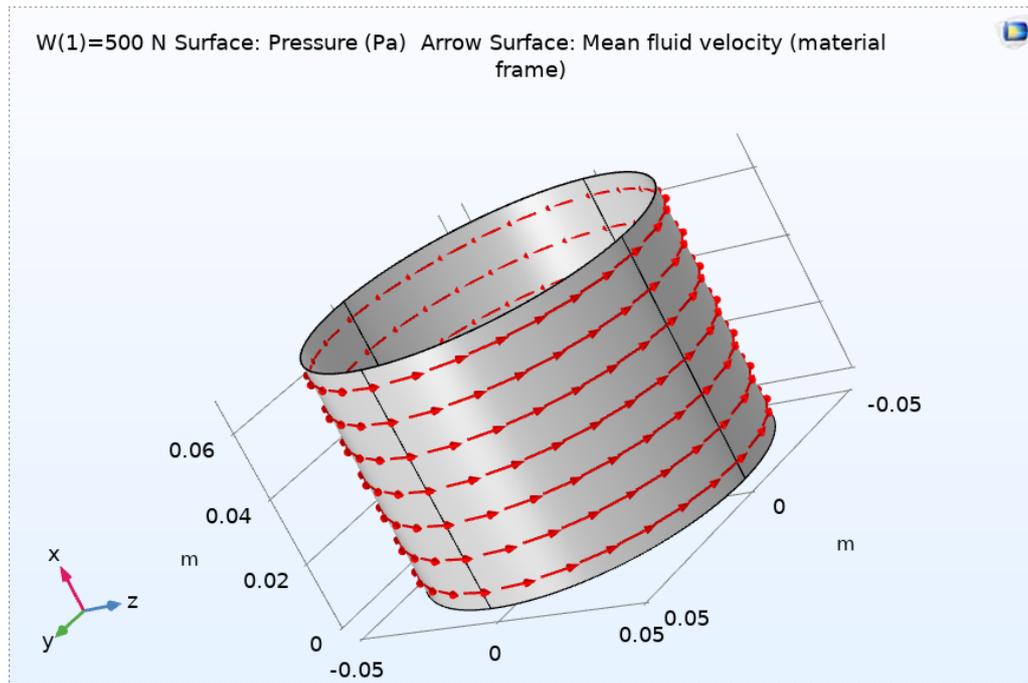
Notez qu'en dans ce cas, le terme  $((\nabla T b \cdot v b) - (\nabla T a \cdot v a))$  équivaut à 0, donc l'équation déterminante se simplifie en

$$\nabla_T \cdot \left( \frac{-\rho h^3}{12\mu} \nabla_T + \frac{\rho h}{2} (v_a + v_b) \right) = 0$$

L'épaisseur du lubrifiant,  $h$ , est définie comme :

$$h = c + \varepsilon \cos \theta$$

Avec  $c = R_B - R_J$  est la différence entre le rayon du coussinet et le rayon du tourillon,  $\varepsilon$  l'excentricité, et  $\theta$  est la coordonnée angulaire polaire d'un point sur le lubrifiant.



**Figure V. 3** La direction de la vitesse de base avec des flèches rouges.

#### V.4. Résultats et discussions

Les résultats de l'étude concernent de la lubrification hydrodynamique. Le but est d'observer le phénomène de la lubrification entre le tourillon et le coussinet, le palier de tourillon hydrodynamique est un palier fonctionnant avec une lubrification hydrodynamique, dans lequel la surface du palier est séparée de la surface du tourillon par le film lubrifiant généré par la rotation du tourillon.

Cette rotation provoque le pompage du lubrifiant (l'huile) circulant autour du tourillon dans le sens de rotation. Cette action force l'huile à se faufiler à travers l'espace en forme de coin générant une pression.

Pour mieux étudier le phénomène le travail est reparti en deux :

Dans la première partie on va discuter la situation qui consiste à étudier la distribution de la pression dans le film lubrifié autour du tourillon.

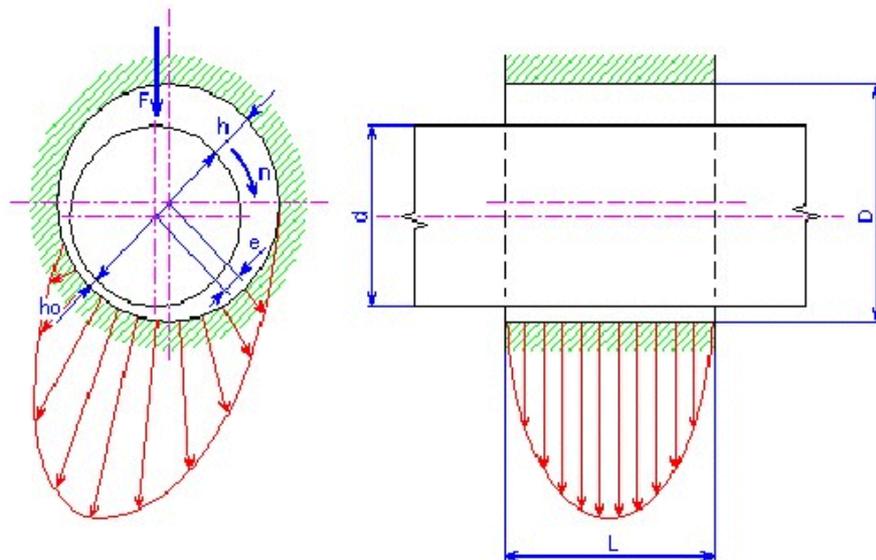


Figure V. 4 le champ de pression et la charge

Sur la figure V.5, la charge sur le palier évolue en fonction de l'angle du vilebrequin. Nous remarquons que lorsque l'angle du vilebrequin atteint  $360^\circ$ , la charge augmente pour atteindre 30KN. Nous interprétons cette augmentation en disant que l'angle de  $360^\circ$  est l'angle à laquelle la combustion se produit à l'intérieur de la chambre de combustion du piston, et cette combustion entraîne une charge sur le palier atteinte 30 KN

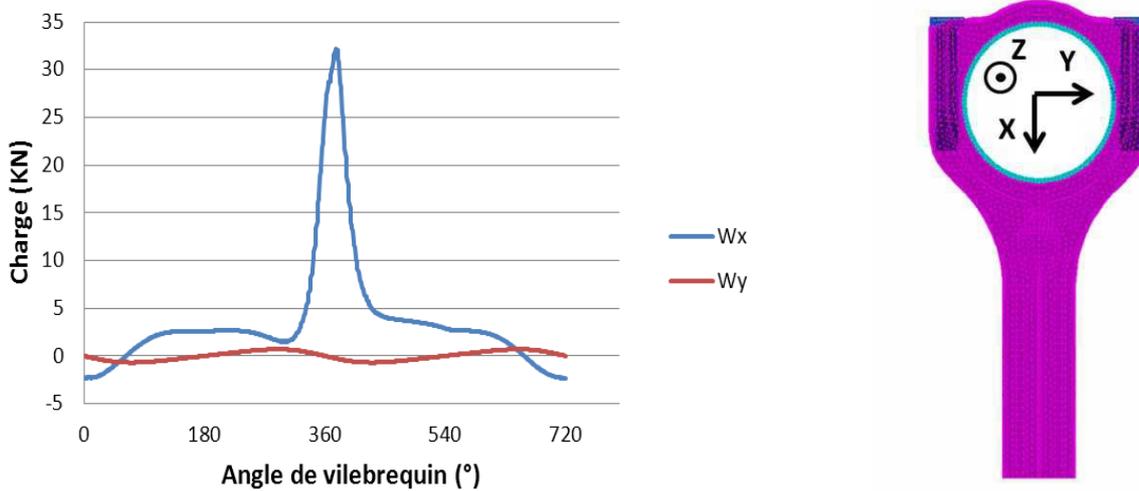


Figure V. 5 la charge sur le palier contre l'angle de vilebrequin

La figure (V.6) représente la répartition de la pression et de ces lignes sur le tourillon. À mesure que la charge augmente, on remarque la pression maximale dans la région la plus proche de l'épaisseur minimale du lubrifiant, et la pression sous-ambiante ou positive en résulte. la

situation aux limites approximatives.

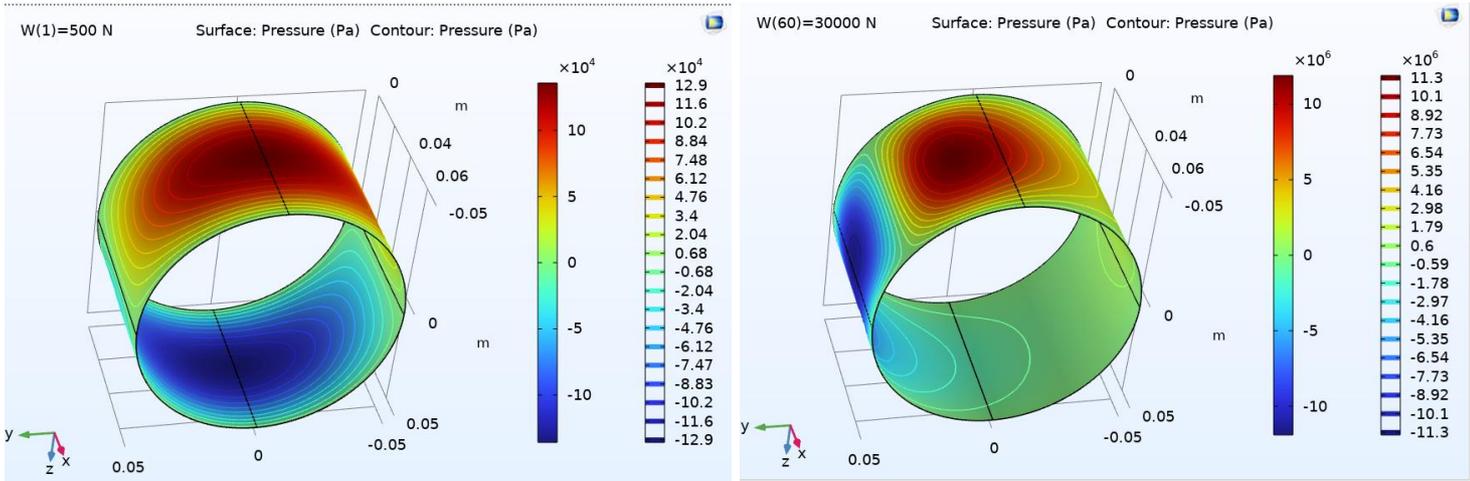


Figure V. 6 Répartition de la pression et ces contours sur le tourillon avec une charge(500-30000N).

La figure V.7 représente la pression du film et l'épaisseur du film par rapport à la charge appliquée au tourillon. On remarque qu'à mesure que la charge augmente, la pression du film augmente, tandis qu'à mesure que la charge augmente, l'épaisseur du film diminue.

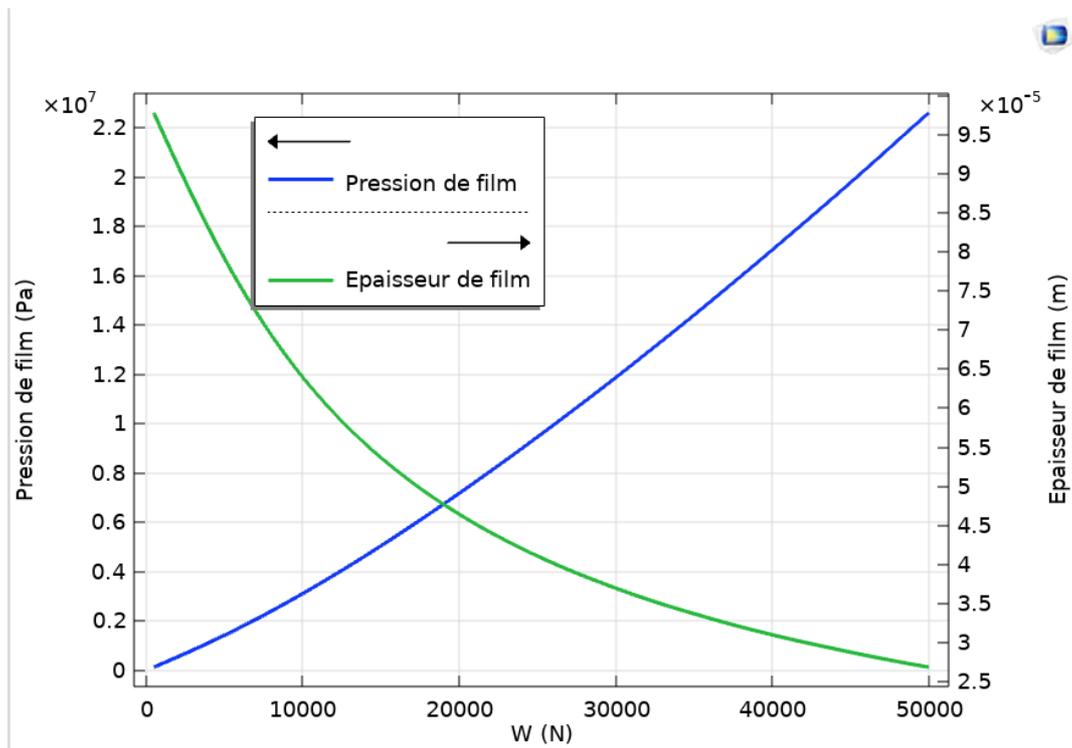


Figure V. 7 la variation de pression et l'épaisseur de film d'huile pour la charge.

La figure V.8 montre le gradient de la vitesse dans le film d'huile, plus la charge sur le palier est importante plus la vitesse du film est élevée pour atteindre une valeur limite maximale.

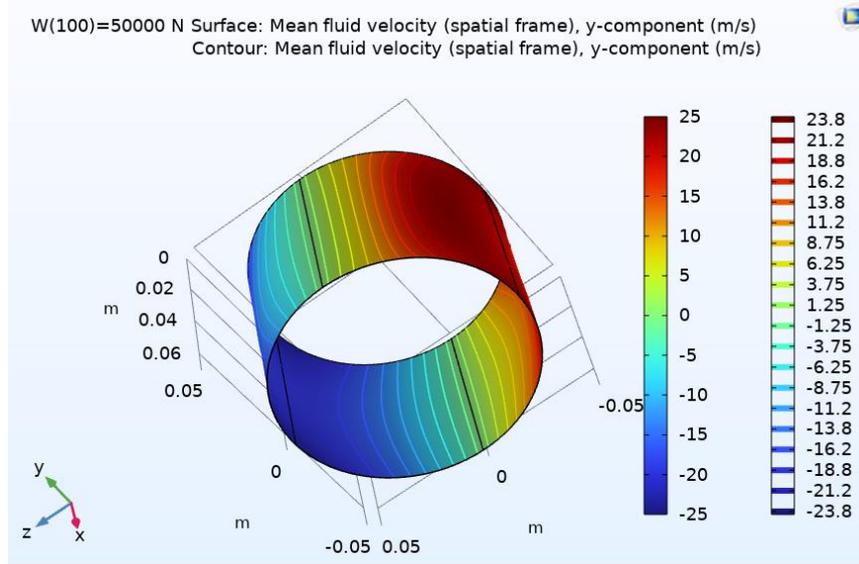


Figure V. 8 Composante de la vitesse du tourillon.

La figure V.9 représente Excentricité contre la charge , Nous remarquons qu'a mesure que la charge sur le tourillon augment , Excentricité augment .

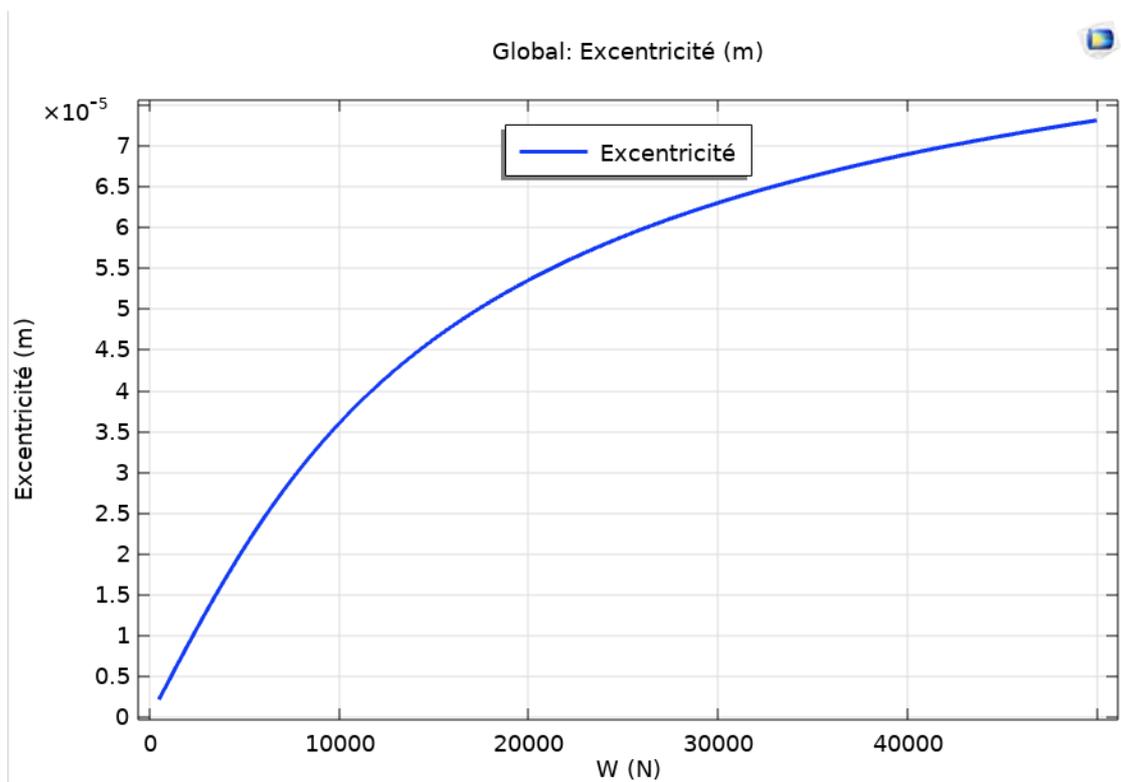


Figure V. 9 Excentricité contre la charge sur le tourillon et palier

La figure V.10 représente le couple de frottement entre le tourillon et le coussinet dans palier et la charge

Nous remarquons qu'a mesure que la charge sur le tourillon augment , le frottement augment .

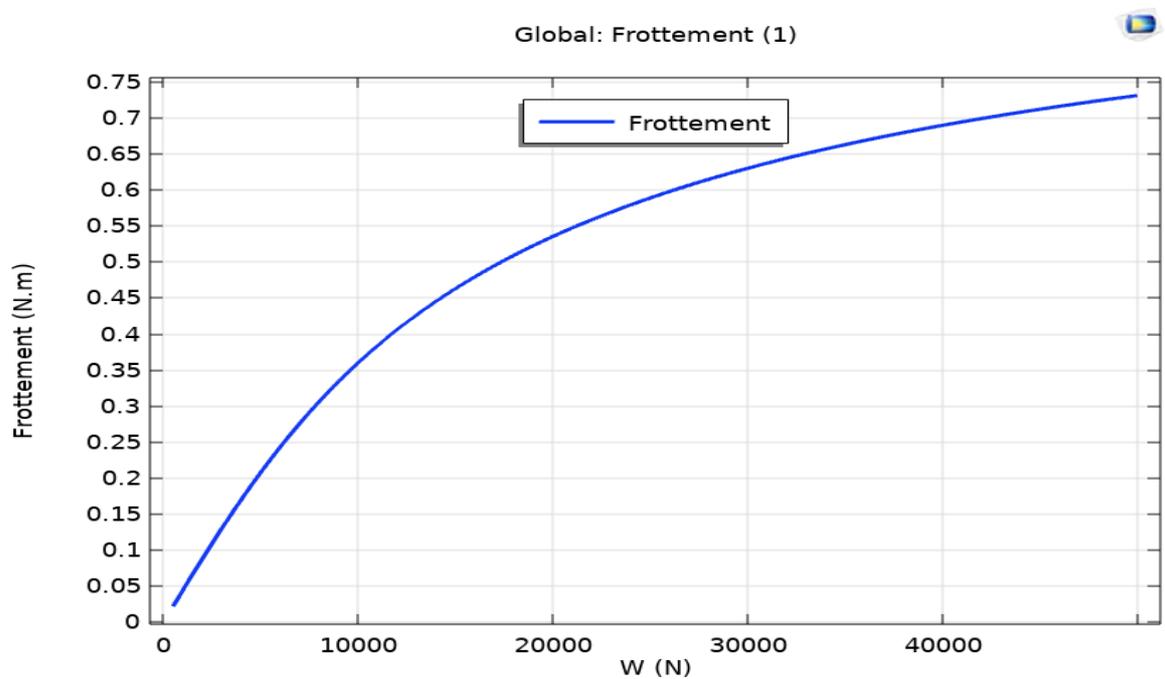


Figure V. 10 Le frottement contre la charge sur le tourbillon et le palier

## V.5 Conclusion

Grâce à ces résultats, nous notons que plus la charge sur le palier est élevée, cela provoque une augmentation de la pression à l'intérieur du palier, ce qui augmente le débit de fuite d'huile du roulement, et cela diminue l'épaisseur de film d'huile et le roulement devient vulnérable au frottement , la haute charge provoque une dégradation de coussinet .

Pour éviter de cette dégradation , nous proposons des solutions :

1. Changement régulier d'huile : Respectez le calendrier d'entretien recommandé par le fabricant pour remplacer l'huile du moteur. Une huile propre et fraîche protège les paliers et assure une bonne lubrification.
2. Maintien du niveau d'huile : Assurez-vous que le niveau d'huile dans le moteur reste à la hauteur recommandée et remplissez-le si nécessaire.
3. Éviter les surcharges : Évitez de surcharger le moteur, ainsi que les vitesses excessives et les accélérations brusques.
4. Refroidissement efficace : Vérifiez que le système de refroidissement fonctionne correctement pour éviter toute surchauffe qui pourrait affecter les paliers.

5. Entretien régulier : Inspectez les paliers et les composants associés régulièrement, et remplacez-les s'ils montrent des signes d'usure ou de dommages

### **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 remarquant 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 charge appliquée sur le palier étudié, résultant des phases sévères peuvent engendrer un risque de grippage et d'usure. Le débit de fuite obtenu 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 lesquelles 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 finie a une relation avec un certain nombre de caractéristiques géométriques mécaniques 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 *in situ* permet de confirmer toutes les observations faites auparavant.

# **Références**

# **bibliographies**

### Références bibliographies

- [1] DOWSON (D.). – History of tribology. Longmans (1979).
- [2] AYEL J., **Lubrifiants** : Constitution, Edition Techniques de l'ingénieur, 1997, B5341.
- [3] LECOMPTE M., Etude expérimentale des sprays d'huile dans un moteur à combustion interne : Influence de l'écoulement de blow-by et participation à la consommation d'huile, Université de Rouen, Thèse, 2007.
- [4] Agred souhila , influence de profile de la jupe sur la performance du piston de moteur a combustion interne en lubrification hydrodynamique ; universite de hassiba ben bouali de chlef ; 2012
- [5]. <https://www.csb-bearings.fr> platform pour les etudes de la lubrification
- [6] Meramria Wafa, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèsede Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [7] Sahli Abdelkader, Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné, Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010.
- [8] 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
- [9] cite internet de autotitre est : <https://www.autotitre.com>
- [10] J. Frêne, D. Nicolas, B.Degueurce, D. Berthe, M. Godet. Lubrification hydrodynamique, Paliers et butées. Eyrolles, 1990,487 pages.
- [11] A. Fatu. Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification des paliers de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement. Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2005, 149 pages.
- [12] D. Bonneau, M. Hajjam. Modélisation de la rupture et de la reformation des films lubrifiants dans les contacts elastohydrodynamiques. Revue européenne des élémentsfinis, Vol. 10, pp. 679-704, 2001.
- [13] B. Jacobson, L. Floberg. The finite journal bearings considering vaporization, Chalmers Tekniska Hoegskolas Hnndlingar, Vol. 190, 1957, pp 1-116.
- [14] K. Olsson, On hydrodynamic lubrication with special reference to nonstationary cavitation, Chalmers University of Technology, Goteborg, 1974, 31 pages.

## References bibliographies

---

- [15] R. Boncompain, J. Frêne. Thermohydrodynamic of finite journal bearing – Static and dynamic characteristics. Proc. of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp 34-42, 1979.
- [16] Kucinshi B., Pascovici M., Fillon M., Frêne J., (2000) "A Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Steadily Loaded Plain Journal Bearings Using Finite Element Method Analysis" ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, N°1 p 219-226.
- [17] Fillon, M. and Fêne, J., 1999, "A Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Steadily Loaded Plain Journal Bearing Using Finite Element Method Analysis" ASME Journal of Tribology" Vol. 122, pp. 219-226.
- [18] Kasai M., 2010, "Réduction du frottement et amélioration de la fiabilité de la lubrification des paliers avec des huiles de moteurs automobiles.", Thèse de l'Université de Poitiers, Spécialité Génie Mécanique, Productique, Transport.
- [19] Crouse, William Harry, "Mécanique Automobile" Edition Canada Tom 3, Année 1979,p 631.
- [20] <http://leslubrifiants.com/2016/06/27/les-huiles-lubrifiantes-additifs-ou-dopes/>
- [21] [http://muck.jeanclaude.free.fr/les\\_additifs.htm](http://muck.jeanclaude.free.fr/les_additifs.htm)
- [22] <https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Proprietesdelacier&LN=FR>
- [23] [https://www.researchgate.net/figure/Schemeofahydrodynamicjournalbearing\\_fig1\\_318134943](https://www.researchgate.net/figure/Schemeofahydrodynamicjournalbearing_fig1_318134943)
- [24] Laouar L, Alimentation et carburation des moteurs à essence, Université Badji Mokhtar Annaba-Mai 2020.
- [25] Meramria Wafa, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèse de Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [26] J. Frêne \_ Butés et paliers hydrodynamique. Technique de l'ingénieur, B5320 ,1996.
- [27] 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.
- [28] Sahli Abdelkader, Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné, Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010.
- [29] Malek Hamzaoui, Simulation des transferts thermiques par convection et par conduction dans un palier hydrodynamique en présence d'un écoulement laminaire confine, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes, 2006.
- [30] Jean-Louis Ligier, Les techniques de l'ingénieur, article B5330-Matériaux pour paliers lisses.

## References bibliographies

---

- [31] Jean Pierre FRANC et al. – La cavitation – Mécanismes physiques et aspects industriels – 1995 – Presses Universitaires de Grenoble.
- [32] 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.
- [33] Jean Frêne, Les techniques de l'ingénieur, article B5320-Butées et paliers hydrodynamiques.
- [35] Frene J., Nicola D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., Lubrification Hydrodynamique -Paliers et Butées. *Editions Eyrolles*, 1990, pp.253-286.
- [36] Booker J.F., Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solutio

## Annexe

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 غرداية  
كلية العلوم والتكنولوجيا  
قسم الآلية والكهرباء وميكانيك

Université de Ghardaia  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département automatique et électromécanique



### إذن بالطباعة (مذكرة ماستر)

بعد الاطلاع على التصحيحات المطلوبة على محتوى المذكرة المنجزة من طرف الطلبة التالية أسماءهم:

1. الطالب: خياط خالد

2. الطالب: عمارة بشير

تخصص: صيانة صناعية

نمنح نحن الأستاذة (ة) :

الاسم واللقب	الرتبة - الجامعة الأصلية	الصفة	الامضاء
حفصي زوليفة	جامعة غرداية - MCB	رئيسة	
بوخاري حامد	جامعة غرداية - MCB	مصحح(1)	
تهناه رضا	جامعة غرداية - MAB	مصحح(2)	
زيطاني ابراهيم	جامعة غرداية - MAA	موظف	

الإذن بطباعة النسخة النهائية لمذكرة ماستر الموسومة بعنوان

**Modélisation de la lubrification dans les paliers de bielle du  
moteur LADA type 2121 cylindré 1600cc**

إمضاء رئيس القسم

العلمي عبد اللطيف  
رئيس قسم الآلية  
والكهرباء وميكانيك

