



Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département de Génie Mécanique

Année : 2008

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de MAGISTERE

ETUDE DU CONTACT SEGMENT RACLEUR/ CHEMISE DANS UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

Option :
Construction Mécanique

Par :

Amar AYAD

DIRECTEUR DE THESE :

A. HAIAHEM

Pr.

U.ANNABA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT: B. MERZOUG

Pr

U.ANNABA

EXAMINATEUR :

M. ALI RACHEDI

M.C

U. ANNABA

S. MEKHILAF

M.C

U. ANNABA

RESUME

La consommation d'huile dans un moteur à combustion interne, est une source importante de pollution et d'émission de particules, de grands efforts se font par les constructeurs pour réduire au maximum l'impact de cette consommation sur les émissions du moteur, et satisfaire les normes de pollution de plus en plus rigoureuses. Ceci exige donc l'avancement de la compréhension des caractéristiques, sources, et mécanismes entraînant ce problème. Les chercheurs dans la dernière décennie avaient essayé d'étudier les sources et les mécanismes de cette consommation, mais contrairement au mécanisme de consommation dans le carter du vilebrequin (Blow by), le mécanisme de consommation par le contact segment chemise n'a pas été entièrement caractérisé.

Les pertes par frottement dues aux segments expliquent approximativement 20% de toutes les pertes mécaniques dans les moteurs. Une réduction de frottement résulte un rendement plus élevé, une consommation de carburant inférieure et des émissions de gaz réduites. Le but de cette étude est de développer une conception de segment racleur de bas-frottement pour améliorer l'efficacité de moteur, sans compromettre la consommation d'huile, l'usure, ou le coût. Ce sont des objectifs souhaitables aujourd'hui pour les fabricants de moteur car elles tendent d'améliorer les performances des moteurs dans un temps où on parle de plus en plus sur le problème de réchauffement climatique.

Dans ce travail, un modèle a été développé pour étudier la lubrification du contact segment racleur/chemise. Ce modèle théorique de lubrification considère les effets combinés de la variation de la température du film d'huile, ainsi que l'état de surface du segment et de la chemise, et cela pour un moteur diesel de la société national des véhicules industriels (SNVI). Dans ce modèle, l'équation modifiée unidimensionnelle de Reynolds basée sur le modèle de Patir et Cheng est employée pour déterminer la distribution de pression. L'équation d'énergie unidimensionnelle est appliquée pour calculer la distribution de la température du film d'huile, en raison de la chaleur produite par la combustion. D'une part, dans l'analyse de l'équation d'énergie modifiée, une température constante équivalente à la température de la chemise est assumée. Des résultats numériques de l'épaisseur du film d'huile, les distributions de pression, la température de la chemise, la force de frottement, les effets combinés de la variation des aspérités sur le film d'huile et la lubrification sont clarifiés. Différentes configurations de forme géométriques du segment ont été utilisées.

Enfin, à partir des résultats obtenus à la suite de ces travaux, des nouveaux dessins de surface peuvent être générés à l'aide de l'outil de calcul, ainsi que l'état de surface, ces nouvelles textures présentent des performances a priori intéressantes, qui mériteraient d'être vérifiées expérimentalement.

ABSTRACT

The oil consumption in an internal combustion engine is an important source of pollution and particulate emissions, main efforts are done by the manufacturers to reduce to the maximum the impact of the oil consumption on the emissions of the engine, and to satisfy the increasingly rigorous standards of pollution. This thus requires the advance of the comprehension of the characteristics, sources, and mechanisms involving this problem. The researchers in the last decade had tried to study the sources and the mechanism of this consumption, but contrary to the mechanism of consumption in the casing of the crankshaft (Blow by), the mechanism of consumption by the piston ring liner contact was not entirely characterized.

The losses by friction due to Piston ring friction explain 20% of the total mechanical losses in modern internal combustion engines. A reduction in piston ring friction would therefore result in higher efficiency, lower fuel consumption and reduced emissions. The goal of this study was to develop low-friction oil piston ring designs to improve engine efficiency, without adversely affecting oil consumption, blow-by, wear, or cost. They are desirable objectives today for the manufacturers of engine because they try to improve the performances of the engines in a time when one speaks more and more on the climatic question of warming.

In this work, a model was developed to study the lubrication of the oil piston ring/liner contact. This theoretical model of lubrication considers the combined effects of the variation in the temperature of oil film, as well as the surface roughness of the piston ring and the liner, this study concern a diesel engine of the company national of the industrial vehicles (SNVI). In this model, the unidimensional modified equation of Reynolds based on the model of Patir and Cheng are employed to determine the distribution of pressure. The equation of unidimensional energy is applied to calculate the distribution of the temperature of oil film because of the heat produced by combustion. On the one hand, in the analysis of the equation of modified energy, a constant temperature equivalent to the temperature of the liner is assumed. Numerical results of oil film thickness, distributions of pressure, temperature of the liner, force of friction, effects combined of the variation of the asperities on oil film and lubrication are clarified. Various geometrical configurations of the piston ring were used.

Lastly, starting from the results obtained following this work, a new drawing of surface can be generated using the computational tool, as well as the surface quality, these new textures present performances a priori interesting, which would deserve to be checked in experiments.

REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce manuscrit a été réalisé dans le cadre d'une préparation du diplôme de magistère au laboratoire de mécanique industrielle de l'université d'ANNABA dirigé par le professeur Ammar HAIHAEM.

Je tiens tout d'abord à remercier mon encadreur Pr Ammar HAIHAEM pour son accueil au sein du LMI, pour m'avoir fait l'honneur de diriger ce travail ainsi que pour sa disponibilité et son suivi au cours de ces années. Je remercie également le professeur Bachir MERZOUG pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire, pour sa disponibilité et ses critiques, pour ses observations et conseils.

Docteur Mehiédine ALI RACHEDI et docteur Slimane MEKHILAF m'ont fait l'honneur d'être les rapporteurs de ce manuscrit. Qu'ils trouvent ici l'expression d'une sincère reconnaissance.

Je dois à Monsieur Mohamed MEGHARBI, de la société SNVI, l'opportunité d'entreprendre ces travaux de recherche. Je lui adresse mes sincères remerciements pour m'avoir accueilli au sein de L'SNVI et de me faire bénéficier de son précieuses expériences.

Il me reste encore quelques remerciements, et non des moindres, à adresser à tous mes collègues, et souvent amis, qui m'ont aidé et soutenu au cours de ces années au département de génie mécanique : Youcef, Walid, Abdelrahim, Salim et tous les autres, ainsi que ceux qui n'ont pas forcément intervenu directement dans mon travail mais qui ont contribué à son bon déroulement.

Un très grand merci à toute ma famille pour son soutien constant et chaleureux pendant toutes ces années d'études et pour son intérêt dans l'avancement de mon travail.

Je remercie enfin toutes les personnes qui par un sourire ou une parole bienveillante, m'ont permis de garder le moral tout au long de ces années de formation.

SOMMAIRE

RESUME	2
ABSTRACT.....	3
REMERCIEMENTS	4
LISTE DES FIGURES	8
LISTE DES TABLEAUX.....	10
GLOSSAIRES	11
COMMUNICATION PRÉSENTÉES DANS LE CADRE DU MAGISTER	12
INTRODUCTION	13
CHAPITRE 1 :	16
ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	16
I.1- VUE D'ENSEMBLE DU SYSTEME SEGMENT CHEMISE	16
I.1.1- DESCRIPTION DU SYSTÈME SEGMENT CHEMISE	16
I.1.2- DESIGN DES SEGMENTS.....	17
I.1.3- PHÉNOMÈNE DYNAMIQUE DANS LE SYSTÈME SEGMENT/CHEMISE	20
I.2- ENVIRONNEMENT DE LUBRIFICATION DANS UN MOTEUR À COMBUSTION	21
I.3- ÉTUDES PRÉCÉDENTE DU CONTACT SEGMENT/CHEMISE	25
I.3.1- PERSPECTIVE HISTORIQUE	25
I.3.2- ANCIENS TRAVAUX SUR LE FROTTEMENT	26
I.3.3- ÉTUDES RÉCENTES SUR LE FROTTEMENT	26
I.3.4- PRÉCÉDENTE MODÉLISATION DE LA LUBRIFICATION ET DU FILM D'UILE	27
I.4- OBJECTIFS DE CE TRAVAIL	29
CHAPITRE 2	31
PRINCIPES FONDAMENTAUX DU FROTTEMENT ET DE LA LUBRIFICATION DES SEGMENTS	31
2.1- MODES DE LUBRIFICATION DANS LE SYSTEME SEGMENT-CHEMISE-PISTON	31
2.1.1- FROTTEMENT DANS LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE	33
2.1.2- FROTTEMENT DANS LA LUBRIFICATION LIMITE	34
2.1.3- FROTTEMENT DANS LA LUBRIFICATION MIXTE	34
2.2- LES ÉQUATIONS RÉGISSANT LE FROTTEMENT ET LA LUBRIFICATION DANS LE CONTACT SEGMENT/CHEMISE	34
2.2.1- L'ÉQUATION DE REYNOLDS.....	35
2.2.2- FORCE RADIAL D'ÉQUILIBRE	35
2.2.3- CONDITION AUX LIMITES	36

2.3- L'EFFET DE L'ETAT DE SURFACE SUR LE CONTACT SEGMENT CHEMISE.....	36
2.3.1- TOPOGRAPHIE DE LA SURFACE	37
2.3.2- LE RÔLE DE LA TOPOGRAPHIE DES SURFACES	38
2.3.3- CARACTÉRISATION DE LA TOPOGRAPHIE DES SURFACES	39
2.4- EFFET DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR SUR LES SOURCES DE FROTTEMENT.....	42
2.4.1- CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR À COMBUSTION INTERNE.....	42
2.4.2- EFFET DE LA VITESSE DU MOTEUR.....	42
2.4.3- EFFET DE LA CHARGE DU MOTEUR	43
CHAPITRE 3.....	44
FORMULATION DU MODELE.....	44
3.1- VUE D'ENSEMBLE DES OUTILS DE MODÉLISATION	44
3.1.1- L'ÉQUATION DE REYNOLDS MODIFIÉ.....	44
3.1.2- FACTEURS D'ÉCOULEMENT.....	45
3.1.3- GÉOMÉTRIE DU SEGMENT	46
3.1.4- CONDITIONS AUX LIMITES ET D'ÉQUILIBRE	48
3.1.5- LE CONTACT DES ASPÉRITÉS	48
3.2- SOLUTION DES ÉQUATIONS RÉGISSANTES.....	49
3.2.1- RÉOLUTION DE L'ÉQUATION DE REYNOLDS ANALYTIQUEMENT	49
3.2.2- RÉOLUTION DE L'ÉQUATION DE REYNOLDS NUMÉRIQUEMENT	50
3.2.3- CALCUL DU DÉBIT D'HUILE.....	52
3.2.4- CALCUL DE LA CONTRAINTE TANGENTIELLE	52
3.3- EFFETS DE LA TEMPÉRATURE SUR LA LUBRIFICATION.....	53
3.3.1- DÉPENDANCE DE LA VISCOSITÉ ENVERS LA TEMPÉRATURE.....	53
3.3.2- CALCUL DE LA TEMPÉRATURE AU SEIN DU FILM D'HUILE.....	54
3.3.3- CALCUL DE LA TEMPÉRATURE DE LA CHEMISE	55
3.4- FORCE DE FROTTEMENT	55
CHAPITRE 4.....	58
RESULTATS ET ANALYSES.....	58
4.1- CARACTÉRISTIQUE DE L'ÉTUDE.....	59
4.2- ALGORITHME DE CALCUL	61
4.3- RESULTATS.....	63
4.3.1- VARIATION DE LA VISCOSITÉ DU LUBRIFIANT	64
4.3.2- VARIATION DU DÉBIT D'HUILE.....	65
4.3.3- VARIATION DE LA PRESSION HYDRODYNAMIQUE.....	67
4.3.4- VARIATION DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU FILM D'HUILE.....	69

4.3.5- VARIATION DE LA FORCE DU FROTTEMENT	71
4.3.6- VARIATION DE LA PERTE DUE AU FROTTEMENT	75
4.4- ANALYSE DES RESULTATS	75
C ONCLUSION ET PERSPECTIVE	77
BIBLIOGRAPHIE.....	79
ANNEXE I	82
INDEX	94

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 : RÉPARTITION DES PERTES MÉCANIQUES PAR FROTTEMENT DANS LE MOTEUR.	14
FIGURE 2 : RÉPARTITION DE LA PUISSANCE GLOBALE DANS UNE AUTOMOBILE EN CONDUITE URBAINE.	15
FIGURE 1-1 : L'ENSEMBLE SEGMENTS PISTON.	17
FIGURE 1-2 : SCHÉMAS D'UN SEGMENT.	17
FIGURE 1-3 : EFFET DU PROFILE DU SEGMENT DANS LE TRANSPORT DE L'HUILE.	18
FIGURE 1-4 : SEGMENT RACLEUR D'HUILE.	20
FIGURE 1-5 : SOURCE DE CONSOMMATION D'HUILE DANS LE MOTEUR.	22
FIGURE 1-6 : SCHÉMAS DU TRANSPORT D'HUILE PAR LE SYSTÈME PISTON-SEGMENT-CHEMISE.	24
FIGURE 2-1 : ETAT DE LUBRIFICATION RENCONTRÉ PAR LE SEGMENT ET LA CHEMISE.	32
FIGURE 2-2 : LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE ENTRE SEGMENT ET CHEMISE.	33
FIGURE 2-3 : EXEMPLE DE RUGOSITÉ TRIDIMENSIONNELLE.	36
FIGURE 2-4 : CLASSEMENT DES IRRÉGULARITÉS DE SURFACE.	37
FIGURE 2-5 : SIMILARITÉ DES PROFILS DE SURFACE.	38
FIGURE 2-6 : EXEMPLE DE TEXTURE DE SURFACE DE CYLINDRE.	39
FIGURE 2-7 : DÉTERMINATION D'UNE COURBE DE LA RUGOSITÉ DE SURFACE.	40
FIGURE 3-1 : PROFIL DE FACE DU SEGMENT RACLEUR.	46
FIGURE 3-2 : SCHÉMAS DE LA CONJONCTION DU SEGMENT ET DE LA CHEMISE.	47
FIGURE 3-3 : SCHÉMAS DES FORCES RADIALES SUR LE SEGMENT.	57
FIGURE 4-1 : ORGANIGRAMME DU CALCUL.	62
FIGURE 4-2 : VITESSE DU SEGMENT POUR DEUX RÉGIMES DE MARCHÉ.	63
FIGURE 4-3 : VARIATION DE LA VISCOSITÉ DYNAMIQUE DE DEUX HUILES.	64
FIGURE 4-4 : VARIATION DE LA TEMPÉRATURE DE LA CHEMISE LE LONG DE LA COURSE.	64
FIGURE 4-5 : VARIATION DU DÉBIT D'HUILE CRÉÉ PAR LE SEGMENT BOMBÉ.	65
FIGURE 4-6 : VARIATION DU DÉBIT D'HUILE CRÉÉ PAR LE SEGMENT MOINS BOMBÉ.	66
FIGURE 4-7 : VARIATION DE LA PRESSION HYDRODYNAMIQUE LE LONG DE LA COURSE CRÉÉE PAR LE SEGMENT BOMBÉ.	67
FIGURE 4-8 : VARIATION DE LA PRESSION HYDRODYNAMIQUE LE LONG DE LA COURSE CRÉÉE PAR LE SEGMENT MOINS BOMBÉ.	68
FIGURE 4-9 : VARIATION DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU L'HUILE LE LONG DE LA COURSE POUR LE SEGMENT BOMBÉ.	69
FIGURE 4-10 : VARIATION DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU L'HUILE LE LONG DE LA COURSE POUR LE SEGMENT MOINS BOMBÉ.	70
FIGURE 4-11 : VARIATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT LE LONG DE LA COURSE POUR LE SEGMENT BOMBÉ.	71
FIGURE 4-12 : VARIATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT LE LONG DE LA COURSE POUR LE SEGMENT MOINS BOMBÉ.	72
FIGURE 4-13 : VARIATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT EN FONCTION DE LA VITESSE DU SEGMENT BOMBÉ.	73
FIGURE 4-14 : VARIATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT EN FONCTION DE LA VITESSE DU SEGMENT MOINS BOMBÉ.	74

FIGURE 4-15 : VARIATION DE LA PERTE DUE AU FROTTEMENT LE LONG DE LA COURSE POUR UN SEGMENT BOMBÉ.
.....75

LISTE DES TABLEAUX

TAB. I.1- DIFFERENTES FORMES DE SEGMENT COUP FEU.....	18
TAB. I.2- DIFFERENTES FORMES DE SEGMENT D'ETANCHEITE.	19
TAB. I.3- FORME DES SECTIONS DES SEGMENTS RACLEURS.....	19
TAB. 2.1- DIFFERENTS PARAMETRES DE RUGOSITE.	41
TAB. 4.1- DIFFERENTS PARAMETRES DU MOTEUR S.N.V.I.....	59
TAB. 4.2- CARACTERISTIQUE DES SURFACES UTILISEES.....	60
TAB. 4.3- CARACTÉRISTIQUE DES HUILES UTILISÉES.....	60

GLOSSAIRES

Notation	Désignation	U. S. I.	Notation	Désignation	U. S. I.
SPC	Segment Piston Chemise	/	$Q(x)$	Débit d'huile volumique	m^3/s
MBC	Manetons Bielles Coussinets	/	T_m	Température au sein du film d'huile	K
DIST	Distribution	/	T_c	température de la chemise	K
PMH	Point mort haut	/	ρ	Masse volumique de l'huile	kg/m^3
PMB	Point mort bas	/	F_p	Pertes de puissance due au frottement	/
$h(x)$	Epaisseur du film d'huile nominale	m	h_{min}	Epaisseur minimale du film d'huile	m
h_T	Epaisseur du film d'huile locale	m	W_c	Charge créée par les Aspérités	N/m^2
σ	Rugosité composite	m	$F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma)$	Probabilité de distribution des aspérités	/
b	Taille axiale du segment	m	A_c	surface réelle du contact	m^2
α	Coefficient de frottement	/	ϕ_c	Facteur de contact	/
ϕ_s	Facteur d'écoulement de cisaillement	/	ϕ_x	Facteur d'écoulement de pression	/
τ	Effort de cisaillement	N	F_f	Force de frottement	N
N	vitesse du moteur	tr/s	$\phi_f, \phi_{fs}, \phi_{fp}$	facteurs correcteurs	/
L	Longueur de la course	m	P_T	Tension du segment	N
U	Vitesse du piston	m/s	p	Pression dans le film d'huile	Pa
μ_m	Viscosité dynamique du lubrifiant	Pa.s	ν	Viscosité cinématique	cSt

COMMUNICATION PRESENTEES DANS LE CADRE DU MAGISTER

[1] - **A. AYAD, A. HAIAHEM** , « Etude tribologique du contact segment chemise », 1^{er} conférence international de la mécanique 18- 19- 20 Novembre 2006, département de Génie Mécanique Centre universitaire de Oum El Bouaghi.



INTRODUCTION

On estime que l'automobile est responsable de près de la moitié des oxydes d'azote (NO_x) et des 2/3 du monoxyde de carbone (CO) produits artificiellement sur la planète [1].

La politique de réduction des polluants émis par les transports routiers depuis trente ans porte ses fruits, et tend vers des limites quasi asymptotiques qui seront atteintes aux environs de 2020. Le dioxyde de carbone (CO_2) reste exclu de ces polluants réglementés alors qu'il est fortement impliqué dans l'effet de serre, qui piège le rayonnement solaire et contribue au réchauffement de la terre. Les quantités de CO_2 produites dépendent directement de la masse du carburant consommée. Elles sont en constante augmentation (prévision de +20% à l'horizon 2020) car le trafic et les activités industrielles n'arrêtent pas de croître. Le CO_2 émis serait responsable à 65% de cet effet de serre, et les transports routiers produiraient 25% des émissions mondiales de CO_2 : les constructeurs automobiles se doivent donc de participer à la maîtrise de ces émissions [2, 3].

La recherche aujourd'hui dans les moteurs à combustion interne, est conduite par la demande de réduction des émissions de gaz à effet de serre, la réduction de consommation du carburant ainsi la satisfaction du client. Les performances du paquet de segmentation du piston, qui sont mesurées en termes de perte par frottement, consommation d'huile, dégradation d'huile et l'usure, affectent tous ces trois facteurs. L'huile non brûlée et partiellement brûlée coulant dans l'échappement explique les rejets et les émissions particulières [4, 5]. En plus, certains des composés chimiques présents dans les additifs d'huile, principalement ceux qui ont un taux élevé en soufre, sont toxiques aux convertisseurs catalytiques et réduisent ainsi nettement leur efficacité de conversion [6]. On estime que L'écoulement d'huile par les segments à travers la chambre de combustion explique 40 à 80% de la consommation totale d'huile dans le moteur [7]. Minimisé la consommation d'huile par ces derniers est donc d'un intérêt primaire pour réduire la lancée des émissions. D'autre par, Le frottement du segment/chemise, est fonction de la concordance géométrique [8] et par conséquent inversement relié à la consommation d'huile, explique 10 à 20% de toute la perte de puissance par frottement du moteur [9]. La répartition de ces pertes mécaniques par frottement dans un moteur à explosion est présentée sur le diagramme de la Figure 1-1. Eventuellement, la dégradation des propriétés d'huile, qui résulte de

l'oxydation à hautes températures, et la contamination des segments par les suies de combustion¹ [10], limite la vie du lubrifiant et ainsi affectant la satisfaction du client.

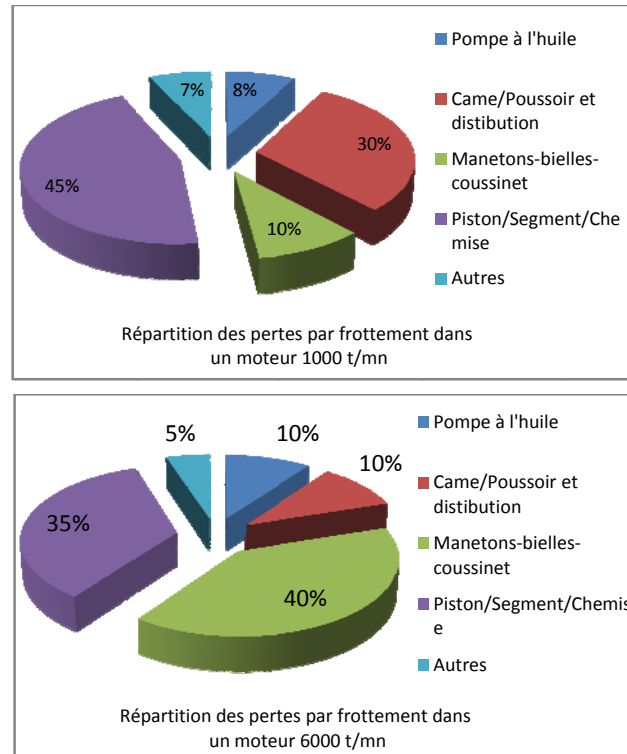


Figure 1 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans le moteur [9].

On remarque qu'en moyenne, pour les différents régimes de fonctionnement du moteur, c'est le compartiment SPC « Segment Piston Chemise » qui représente la plus grosse part des pertes par frottement (entre 40 et 50%). En conséquence, si l'on veut réduire de manière significative les pertes mécaniques d'un moteur il convient de s'attacher à les réduire en priorité dans ce compartiment du moteur.

Afin de mieux distinguer l'impact des performances de ce compartiment SPC ainsi que l'ensemble MBC « Manetons Bielles Coussinet » et DIST « Distribution » sur les performances globales, nous représentons dans la figure 1.2 un exemple de distribution de la puissance globale générée par le carburant dans une automobile, en conduite urbaine. Ces données mon-

¹ Lors de la combustion destructrice dans les moteurs, des produits de craquage à faible volatilité pouvaient produire, par défaut d'oxygène, des résidus goudronneux chargés en dérivés sulfurés, si la température des gorges de segments dépasse une valeur limite relativement faible (de l'ordre de 210 C°). Ces résidus, plus ou moins additionnés des gommes formées par l'huile de graissage, y forment des dépôts durcissables qui bloquent les segments. C'est ce phénomène de gommage qui, à partir d'un certain alésage, fixe le plus souvent la valeur maximale de la pression moyenne donc qui, en pratique, limite la puissance du moteur et favorise la pollution atmosphérique et mène à l'usure des segments.

trent que seulement 12% de la puissance disponible sont transmis aux roues, 73% étant perdus lors du processus de combustion et 15% par pertes mécaniques [9]. A partir de ces informations, il est naturel de se rendre compte qu'une réduction d'environ 10% seulement des pertes mécaniques (ce qui correspondrait à une réduction de 25% des pertes au niveau SPC) aurait pour conséquence une réduction d'environ 1.5% de la consommation de carburant, et donc des émissions de CO₂.

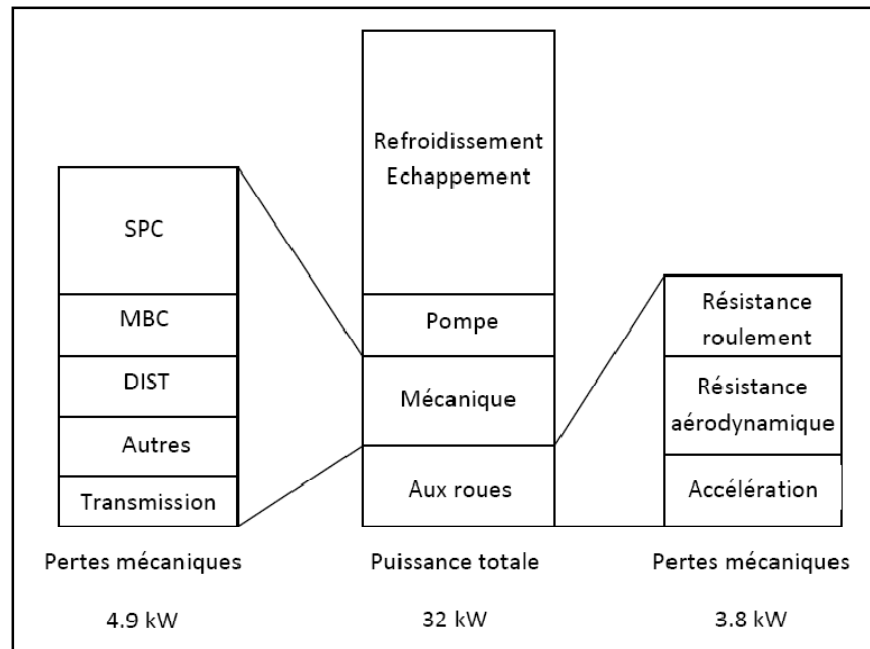


Figure 2 : Répartition de la puissance globale dans une automobile en conduite urbaine [11].

Afin de répondre aux réglementations de plus en plus rigoureuses sur les émissions et la consommation, de nouvelles conceptions apparaissent pour augmenter le rendement thermique et la puissance spécifique, en utilisant des matériaux plus légers tels que les alliages d'aluminium pour la conception de nouveaux blocs. En conséquence, les efforts et la déformation thermique et mécanique ont été considérablement augmentés, faisant des segments un endroit de plus en plus critique. Pour cela, concevoir un piston et des segments efficaces et fiables pour un moteur est de plus en plus provocant pour les fabricants et les fournisseurs de moteur.

CHAPITRE 1 :



ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1- VUE D'ENSEMBLE DU SYSTEME SEGMENT CHEMISE

I.1.1- Description du système segment chemise

Les segments sont des anneaux élastiques ouverts situés dans des rainures faites dans la tête du piston « gorges des segments », comme représenté sur le schéma 1-3. Ils peuvent être au nombre de 2,3 ou 4 allons jusqu'à 5 sur les grands moteurs diesels suralimentés cela dépend du diamètre du piston. Les segments se déplacent avec le piston le long du cylindre pendant la combustion. La fonction primaire des segments est d'empêcher les gaz à haute pression de fuir par l'interface de piston-chemise. Cependant, sans lubrification, ce contact étroit entre le segment et la chemise aurait comme conséquence de grandes pertes de puissance par frottement. En conséquence, l'autre objectif principal des segments est de distribuer efficacement le lubrifiant le long de l'interface segment/chemise, sans permettre à l'huile excessive de passer l'interface et de fuir vers la chambre de combustion où il pourrait être brûlé. Une troisième fonction des segments qui est particulièrement importante pour le segment supérieur est la dissipation de la chaleur du piston vers le cylindre.

Afin que ce système puisse atteindre efficacement ces objectifs globaux, chaque segment a un rôle unique. Le segment de dessus « coup de feu » scelle l'interface segment/chemise afin d'empêcher le gaz à haute pression de s'échapper de la chambre de combustion vers le carter (Blow by). Le segment racleur règle la quantité d'huile qui passe du carter pour lubrifier les segments supérieurs. Un deuxième segment est également présent dans la plupart des moteurs « segment d'étanchéité », ce segment érafle en bas l'huile excessive qui passe l'interface segment racleur d'huile/chemise et vient en aide au premier segment afin de chasser le reste des gaz fuyards. La deuxième interface segment d'étanchéité/chemise fournit ainsi une barrière contre l'écoulement d'huile dans la gorge supérieure, et des gaz pour les parties plus inférieures du piston, ce qui réduit la consommation d'huile [6, 7].

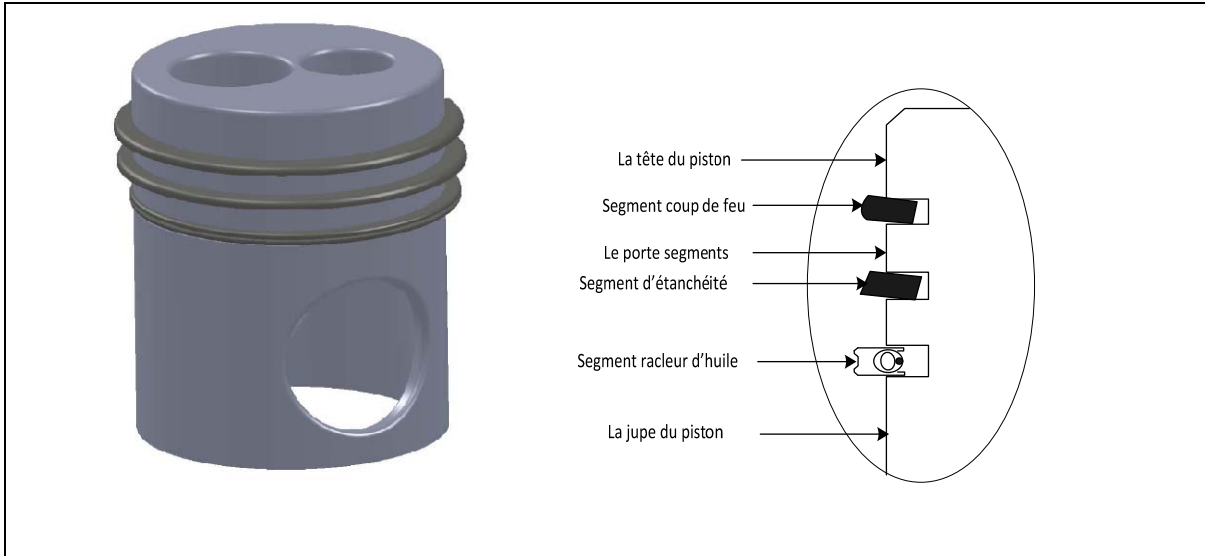


Figure 1-1 : L'ensemble Segments Piston.

I.1.2- Design des segments

Comme on peut le constater sur le schéma 1-1, la section transversale de chacun des segments est différente. Les différentes conceptions reflètent le but unique de chacun des segments.

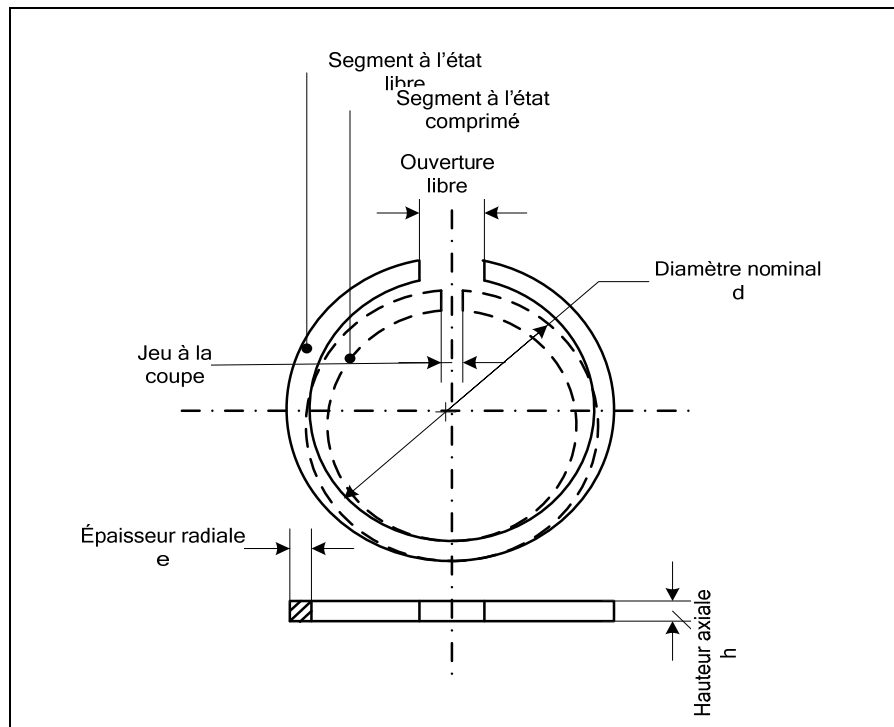

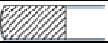




Figure 1-2 : Schémas d'un segment.

Les deux segments du haut du piston sont conçus avec un diamètre qui est plus grand que la taille du cylindre dans lequel ils doivent être installés. Ils sont faits avec un jeu dans leur circon-

férence de sorte qu'ils puissent être comprimés pour s'adapter dans le cylindre pendant l'installation. Une fois qu'ils sont installés, leur propre tension leur permet de maintenir un joint efficace contre la chemise.

Section rectangulaire	
Section trapézoïdale	
Section bombée	
Portée chromée	
Portée avec couche de molybdène	

TAB. I.1- différentes formes de segment coup feu.

Le segment supérieur appelé segment coup de feu ou segment de feu a un profil gonflé, qui s'est avéré le plus efficace pour la lubrification [6]. La lubrification insuffisante est critique pour le segment supérieur car il est soumis aux pressions des gaz élevées de la chambre de combustion, qui peuvent avoir comme conséquence de grandes forces radiales agissant sur le dos du segment. S'il n'y a aucune lubrification entre ce segment et la chemise, de grandes pressions de contact peuvent être produites, et ceci peut avoir comme conséquence une usure exagérée du segment et de sa gorge, et des pertes de puissance plus élevée dues à la quantité des gaz à haute pression dans le cylindre qui peut s'échapper par le jeu agrandi par l'usure.

Le deuxième segment, également appelé segment d'étanchéité, a un profil conique de sorte qu'il ne puisse pas accumuler l'huile sur son bord supérieur, et cela pour bien lubrifier dans la direction ascendante vers la chambre de combustion. Cependant, il peut très efficacement accumuler l'huile sur son bord inférieur pour l'érafler vers le bas "vers le carter" pour empêcher l'huile excessive d'atteindre le segment supérieur. Cette idée est illustrée ci-dessous sur le schéma 1-3.

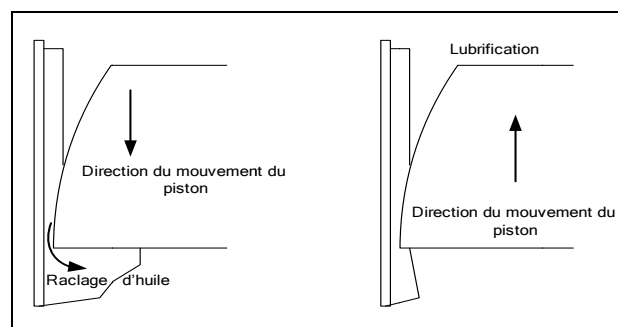






Figure 1-3 : Effet du profile du segment dans le transport de l'huile.

La conception du segment racleur d'huile est tout à fait différente de celle des segments de compression. Il y a plusieurs conceptions qui existent pour différents types de moteurs. Le rôle des segments racleurs est de limiter le volume d'huile remontant vers les segments d'étanchéité, afin que la quantité d'huile présentée au transfert vers la chambre de combustion, soit juste suffisante pour assurer une alimentation convenable, pour la lubrification du déplacement des segments d'étanchéité face à la chemise. L'huile est évacuée par des trous dans le segment et

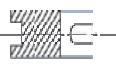



le piston. Dans certains cas, il y a un ressort d'aide au maintien du contact du segment avec le cylindre.

Segment conique	
Segment à chanfrein intérieur	
Segment à chanfrein extérieur	
Segment bec d'aigle	
Segment oblique interne de haut	

TAB. I.2- différentes formes de segment d'étanchéité.

L'expérience prouve qu'un raclage trop important provoque une forte usure de la segmentation d'étanchéité et entraîne une augmentation de la consommation d'huile [8].

La rotation du maneton du vilebrequin projette une importante quantité d'huile sur l'intérieur de la chemise. Cette huile s'écoulerait naturellement vers le carter si le mouvement du piston, du fait qu'il est muni de segments, ne la pompait vers la chambre de combustion (dans un moteur tournant par exemple à 2000 tours par minute, le piston accomplit sa course en moins de 0,01 seconde). En effet, durant la course descendante du piston, les segments raclent effectivement l'huile mais, conformément à l'équation fondamentale de d'Alembert, la mettent sous pression. Les segments inférieurs étant, en fin de course descendante, appliqués dans la gorge par leur face supérieure, l'huile sous pression, profitant du jeu entre face inférieure de segment et gorge, gagne la capacité située entre l'arrière du segment et le fond de la gorge. Lors de la remontée du piston, le segment assis sur sa face inférieure emprisonne cette huile, laquelle acquiert une énergie cinétique la forçant, au voisinage du P.M.H., à s'échapper par le jeu entre segment et gorge. Le processus s'apparente donc à celui d'une pompe aspirante et foulante.

Segment à section rectangulaire à deux rails d'acier	
Segment à section oblique à deux rails d'acier	
Segment à section oblique à ressort spiroïdal	
Segment à section doublement oblique à ressort spiroïdal	

TAB. I.3- forme des sections des segments racleurs.

Le centre de cette étude était sur le Segment racleur à section doublement oblique à ressort spiroïdal, qui est typiquement employé dans de grands moteurs diesel de la société national S.N.V.I. Ce segment se compose d'un ressort monté à l'intérieur de deux rails pour assurer la conformabilité adéquate à la chemise. La longueur circonférentielle du ressort détermine la tension du segment racleur une fois installé dans le cylindre. La force de tension élevée du

segment sur la chemise créé par le ressort, est nécessaire pour réaliser la conformabilité adéquate quand la déformation thermique et mécanique du cylindre se produit pendant la combustion.

Les segments sont fabriqués de différents matériaux, selon le type de moteur dans lequel ils doivent être installés. Dans la plus part des grands moteurs diesel, les segments sont typiquement faits de fonte malléable dû à sa stabilité thermique élevée, qui la rende approprié aux températures de fonctionnement élevées. Dans les petits moteurs d'essence, l'acier est le matériau le plus populaire, et cela pour ses qualités nettement mieux que la fonte, d'où, la taille des segments peut être réduite, la conformabilité sera améliorée et la durée de vie augmentée. Le segment coup de feu à base de fonte est généralement revêtu d'une couche de chrome ou de molybdène pour la réduction d'usure, bien que la recherche actuellement soit consacrée à l'identification et au développement des matériaux et des revêtements pour la réduction du frottement et de l'usure [11, 12]. On a entrepris quelques études dans lesquelles des segments en acier ont été étudiés pour les grands moteurs diesel [14]. Ces segments se sont montrés pour l'usage prometteur dans ce type de moteur, excepté des limitations de la température et de l'usure observés avec certaines matières en acier employées dans les pistons articulés.

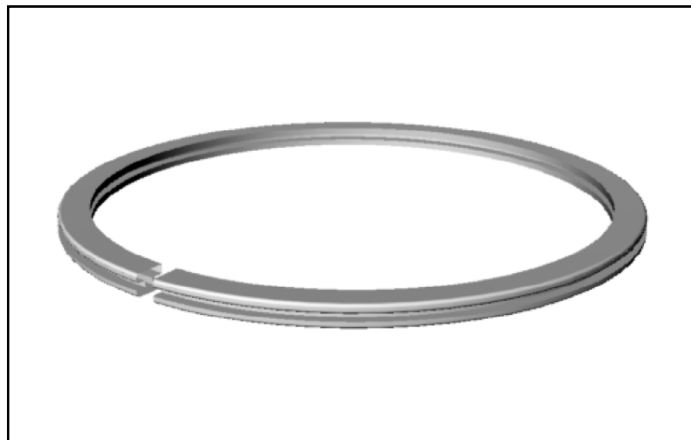


Figure 1-4 : Segment raqueur d'huile.

La fonction et les performances des segments de piston sont sensiblement affectées par la dynamique du système segment/chemise. Ces phénomènes dynamiques sont présentés dans la section qui suit.

I.1.3- Phénomène dynamique dans le système segment/chemise

Il y a un petit jeu entre les segments et leurs gorges respectives, qui est présent en raison des tolérances de fabrication. On appelle *battement* le jeu axial entre le segment et sa gorge (de 0,03 à 0,05 mm), et *jeu en fond de gorge* le jeu radial. Dans les deux cas, il faut que les segments et les gorges du piston soient usinés en épaisseur avec une grande précision : il faut que le segment puisse se déplacer dans cette gorge, mais avec un jeu aussi faible que possible. Dans

le cas contraire, les segments se déplacent verticalement dans les gorges, par suite du mouvement alternatif du piston, ce qui les "materaient" rapidement [15].

Bien que ce jeu soit seulement de l'ordre de 100 microns, il peut causer des écoulements forts de gaz et créer des différences significatives de pression. La dynamique des gaz et les variations de pression durant le cycle de combustion font subir aux segments des efforts significatifs et tordre les segments relativement à leurs gorges. Cette dynamique des segments joue un rôle important dans la détermination de la quantité d'huile entre les segments et la chemise, aussi bien que la quantité de frottement qui est produite entre eux.

Plusieurs autres facteurs affectent également la lubrification du contact segment/chemise et la capacité des segments de sceller cette l'interface. La déformation d'alésage se produit en raison des efforts mécaniques, et de la dilatation thermique due au gradient de la température le long de la chemise dans la direction du mouvement de piston. Cette déformation globale d'alésage est composée d'une expansion radiale et une ovalisation circonférentielle, et c'est donc un phénomène à trois dimensions complexe qui peut de manière significative affecter la conformabilité des segments à la chemise [16]. La lubrification de ce contact est également sensiblement affectée par la géométrie asymétrique du système bielle manivelle. En raison de cette asymétrie et des diverses forces produites pendant la combustion, le piston tendra de s'incliner autour de son axe dans tout le cycle de combustion, qui affectera l'angle entre le segment et la chemise.

I.2- ENVIRONNEMENT DE LUBRIFICATION DANS UN MOTEUR A COMBUSTION

La fonction primaire des segments est d'empêcher la fuite des gaz de la chambre de combustion vers le carter du moteur, et de créer un chemin d'évacuation de la chaleur pour le refroidissement de la tête du piston. Puisque les segments glissent le long de la chemise et à l'intérieur des gorges, la lubrification est nécessaire pour réduire le frottement. En conséquence, on doit permettre suffisamment d'approvisionnement en lubrifiant pour les régions en contact, dont ceux les plus critiques, à savoir le premier segment et ça gorge, dont ils constituent des liens directs avec la chambre de combustion. Le rôle des segments peut être considéré ainsi comme un compromis entre la consommation d'huile, l'usure, et le frottement. La clef de réduire la consommation d'huile est d'optimisé le transport d'huile dans le paquet de segmentation. Puisque les régions au-dessous du segment racleur sont en partie inondées d'huile [18], le taux auxquels ce dernier coule de la région supérieure à celle inférieur de la chambre de combustion, est le résultat de nombreux procédés de transport d'huile entre les régions secondaires du piston, les segments et leurs gorges.

Cinq possibles sources de consommation d'huile ont été suggérées dans les moteurs à combustion interne. Ces sources sont illustrées sur le schéma 1-5.

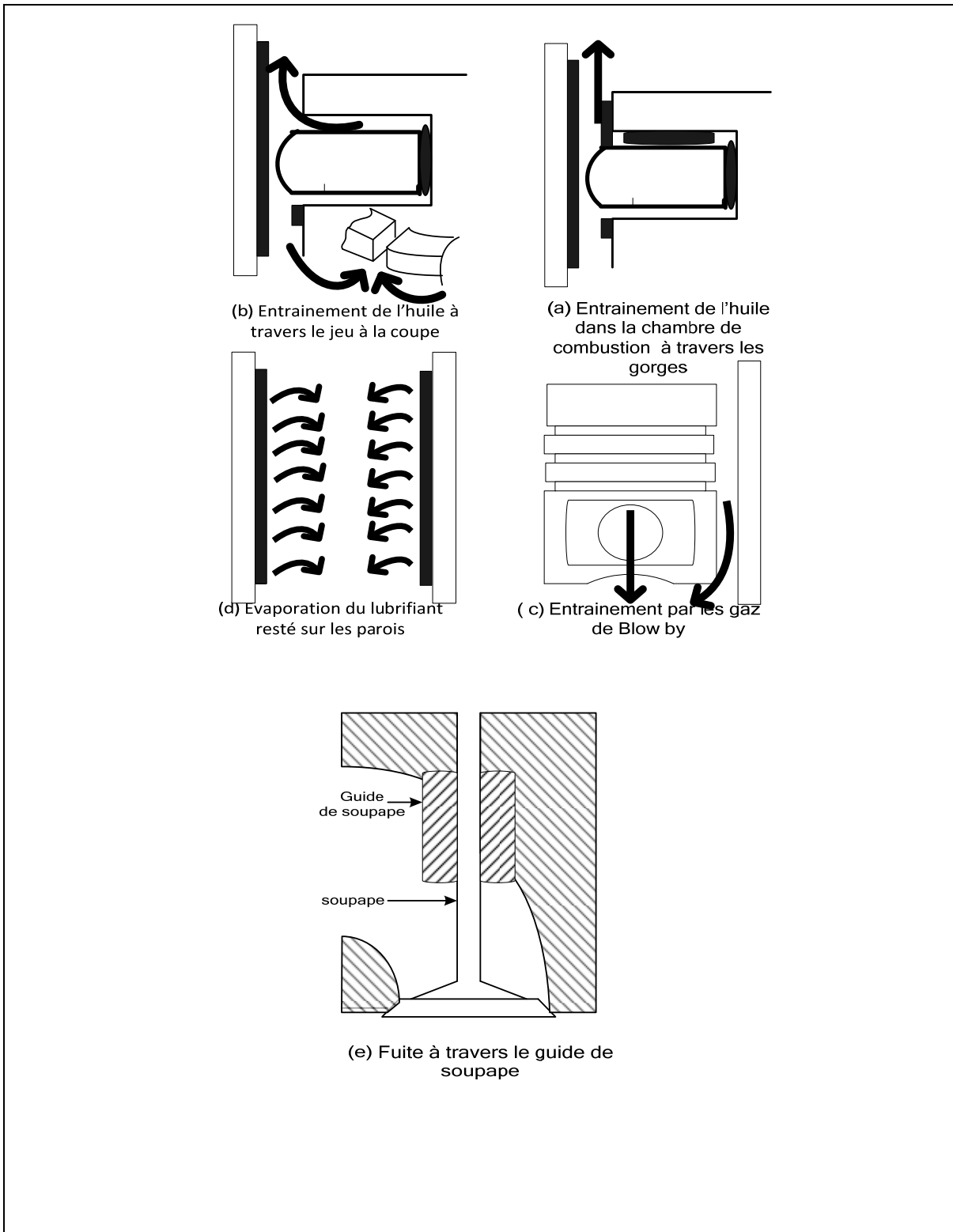


Figure 1-5 : Source de consommation d'huile dans le moteur [18].

Comme indiqué plus haut, l'accumulation d'huile sur la région supérieure du piston peut devenir plus grande pendant les basses conditions de charge [18]. Cette huile peut être jetée outre de la région supérieure (figure 1-5-a) directement à la chambre de combustion due aux forces d'inertie résultant de l'accélération et de la décélération du piston. L'importance de ce mécanisme d'entraînement dépend du film d'huile accumulé sur la région et le segment supérieurs.

Dans d'autres études, le transport direct d'huile à la chambre de combustion s'est avéré dépendant de l'écoulement des gaz dans le système piston-segment-chemise. Les pressions des gaz dans la deuxième région de dégagement, c.-à-d. le volume entre le segment supérieur et le deuxième segment, peuvent devenir plus grandes que la pression de chambre de combustion pendant quelques périodes du cycle du moteur. Ce gradient de pression causera un écoulement renversé des gaz dans la chambre de combustion par le jeu à la coupe du segment supérieur, et autour de la gorge supérieure du segment, si ce dernier perd sa stabilité dans sa gorge. L'écoulement renversé du gaz peut transporter l'huile ou la vapeur d'huile (figure 1-5-b) dans la chambre de combustion. Ce mécanisme de transport est soutenu par des études de visualisation de la distribution d'huile dans le paquet de segmentation, quand le segment supérieur est immobilisé. Dans ces études, on a observé l'huile traversent le jeu à la coupe du segment de feu vers la chambre de combustion pendant les basses conditions de charge [21].

La vapeur d'huile, présente également dans les gaz de Blow by (figure 1-5-c), pénètre la chambre de combustion par l'intermédiaire du système de tubulure d'admission d'aire. Les études expérimentales sur différents moteurs ont mesuré la contribution d'huile dans les gaz de ventilation du carter, pour définir la consommation d'huile totale [18]. On a constaté que cette source de consommation pourrait contribuer de manière significative, selon le moteur, à la consommation totale du lubrifiant.

L'évaporation de l'huile collée sur les parois de la chemise (figure 1-5-d) contribue également de manière significative à la consommation d'huile totale, particulièrement pendant les conditions de charge extrême, quand le chargement thermique des éléments est grand. Plusieurs résultats expérimentaux ont indiqué que l'évaporation d'huile du cylindre et du piston pourrait contribuer sensiblement à la consommation d'huile. Cependant, les incertitudes dans les prévisions du taux d'évaporation d'huile restent à définir.

Dans la conception des moteurs à combustion interne, le transport d'huile de la culasse à l'orifice d'admission par le guide de soupape (figure 1-5-e), contribue de manière significative à la consommation d'huile, lorsque la pression dans la conduite d'admission est au-dessous de la pression atmosphérique. Un excès d'huile passant par les guides de soupapes se traduirait par une consommation d'huile trop élevée d'une part, par une augmentation de la fraction soluble des particules émises à l'échappement d'autre part. Cependant, ce chemin de fuite d'huile est efficacement scellé dans des moteurs modernes en utilisant des joints de queues de soupapes efficaces, et un léger jeu ou une légère excentration entre la fixation du joint et la tige de soupape, sur laquelle vient frotter la lèvre du joint [6]. Par conséquent, cette source de consommation est considérée comme faible source de consommation d'huile totale dans les moteurs.

Toutes ces sources de consommation contribuent à la consommation d'huile totale pendant la combustion. Tous les mécanismes, à moins que le transport par le guide de soupape, sont liés aux performances de l'ensemble piston-segment-chemise. Si un ou autre mécanisme domine, cela dépend la plupart du temps des taux spécifiques de transport d'huile, de la conception et paramètres du moteur, et des propriétés du lubrifiant. L'huile doit traverser un chemin complexe avant d'être transporté dans la chambre de combustion. Schéma 1-6.

La difficulté de la modélisation de la consommation d'huile se situe dans la prévision du transport d'huile et sa quantité présente dans le système piston-segment-chemise. Par conséquent, la clef de la compréhension de la nature et les sources de la consommation passe par la compréhension du mécanisme segment/chemise et les différentes régions du piston. Le taux de transport d'huile aux régions du piston est régi par différents mécanismes, telles que l'écoulement des gaz, les forces d'inertie dues au mouvement de piston, et les interactions entre les segments et leurs gorges aussi bien qu'entre les segments et la chemise. Quand l'huile est sur les régions du piston elle est déplacée par la force d'inertie et la force inter faciale de cisaillement créée par l'écoulement des gaz. Quand l'huile est à l'intérieur des gorges de segments, son écoulement est commandé par l'écoulement des gaz et les effets de pompage provoqués par la cinématique du segment. La vapeur d'huile contenu dans les gaz est transportée à différentes régions avec l'écoulement des gaz. Le transport d'huile le long de la chemise et de la chemise au piston est régi par la lubrification du segment/chemise.

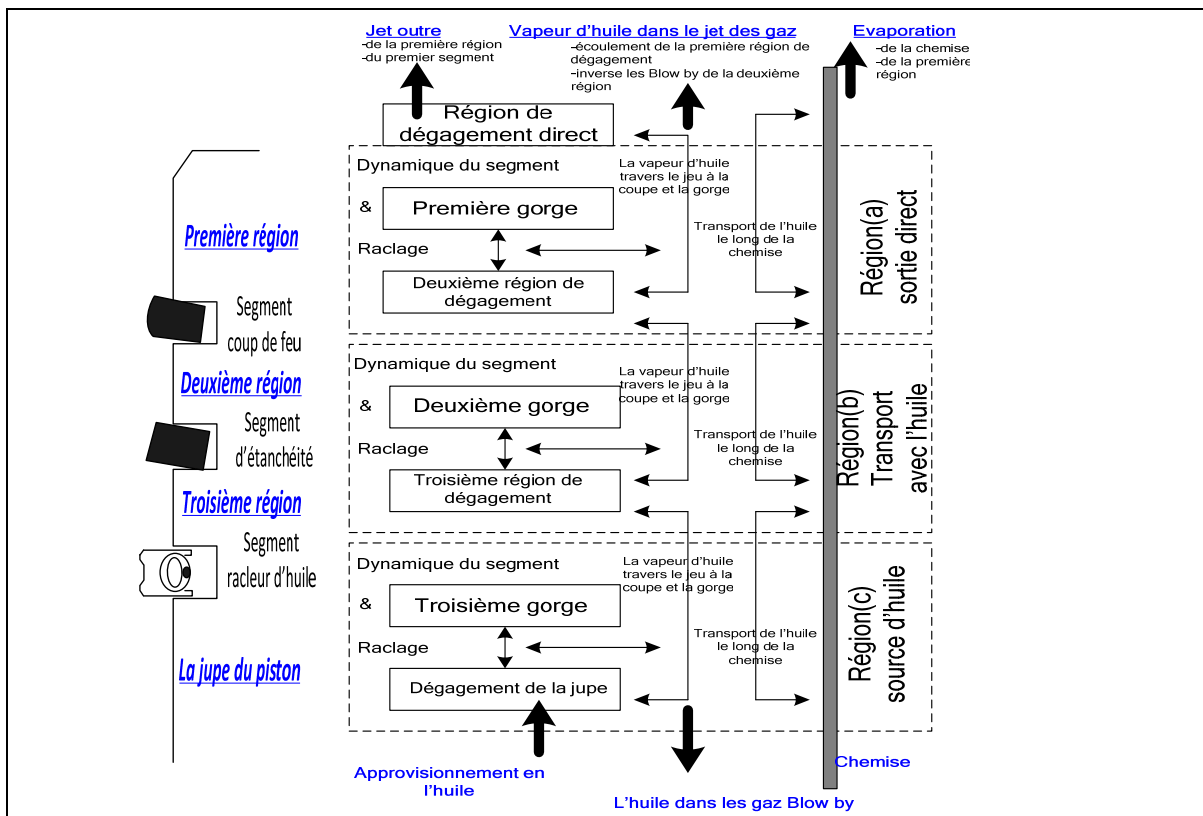


Figure 1-6 : Schémas du transport d'huile par le système piston-segment-chemise.

Toutes ces forces d'entraînement pour le transport d'huile sont sensibles à la vitesse et à la charge du moteur. Par conséquent, pour comprendre les sources de consommation d'huile et les modelés, il est critique d'isoler les différentes forces d'entraînement d'huile en changeant les conditions de fonctionnement du moteur et puis les relier à la consommation. Pour étudier les effets des conditions de fonctionnement du moteur sur l'écoulement et l'accumulation d'huile, l'ensemble piston-segment-chemise est subdivisé en trois régions (voir le schéma 1-6).

Région (a) : Cette région inclut les dégagements de la deuxième région et de la gorge du segment de feu. La contribution des sources directes de consommation d'huile est principalement déterminée dans cette région. Le raclage d'huile de la région (a) vers la tête du piston avec l'écoulement renversé de gaz ou de la gorge est théorisé pour être irréversible, et considéré ainsi en tant que consommation d'huile. Cette région détermine l'huile abandonnée sur la chemise pendant la course de descente et affecte donc l'évaporation d'huile et le raclage du segment. Les gaz à haute pression traversant le jeu entre segments et gorges, affectent l'entraînement d'huile dans les gaz de Blow by.

Région (b) : Cette région inclut les dégagements dans la troisième région et la deuxième gorge du segment. Cette région également commande l'huile sur la chemise et détermine son approvisionnement à la deuxième région et au segment de feu.

Région (c) : Cette région inclut les dégagements dans la jupe du piston et la gorge du segment racler d'huile. L'huile fournie à partir de la jupe de piston doit passer la région (c) pour atteindre le paquet de segmentation. Par conséquent, la région (c) commande l'huile brute sur la chemise et détermine l'approvisionnement d'huile aux régions supérieures du piston.

I.3- ETUDES PRECEDENTE DU CONTACT SEGMENT/CHEMISE

I.3.1- Perspective historique

L'étanchéité de l'interface entre le piston et le cylindre a été un défi depuis l'arrivée du moteur à combustion interne. Des avancées significatives ont été faites dans ce secteur pendant le développement du moteur à vapeur, James WATT a boulonné une matrice de chanvre étroitement attaché au piston afin d'empêcher la fuite des gaz à haute pression. Ce n'était qu'en 1797 que le Révérend Edward CARTRIGHT a proposé l'utilisation des anneaux métalliques au lieu de la garniture court-durable de chanvre. Cependant, les méthodes pour assurer une étanchéité employant ces anneaux en métal ont exigé des ensembles complexes, qui ont impliqués en général de monter des ressorts pour des configurations plus raffinées. Dans la moitié du 19^e siècle, John RAMSBOTTOM a proposé une conception ingénieuse simple qui éliminerait tout le besoin de tels assemblages complexes. L'anneau de Ramsbottom a été conçu pour être 10% plus grand de diamètre que le cylindre en lequel il serait installé, de sorte que sa propre élasticité ait pu être employée pour sceller l'interface du piston-chemise. Dans les années 20, ces anneaux métalliques de Ramsbottom ont été employés intensivement, et il n'y avait aucun besoin réel de développement ultérieur dans ce secteur en raison des conditions de fonctionnement douces des moteurs à combustion interne. Cependant, pendant que le développement du

moteur à combustion interne continuée à progresser, l'étanchéité et le transfert thermique devenaient des questions plus importantes, et des efforts étaient nécessaires pour optimiser les conceptions d'anneau pour minimiser le frottement et l'usure. En outre, la commande proportionnelle de l'huile est devenue un objectif plus critique, pendant que le système exigeait une quantité suffisante de lubrifiant afin de résister à un environnement plus dur. Des études plus détaillées de frottement et de lubrification d'anneau de piston ont ainsi commencé [23].

I.3.2- Anciens travaux sur le frottement

En 1935, Hawkes et Hardy ont identifié la nature fondamentale de la lubrification le long de la course du piston. Spécifiquement, leur étude a indiqué les modes prédominants de la lubrification dans toutes les différentes parties du cycle du moteur [23]. En 1960, Faro-Barros et Dyson ont élargi ce travail et ont mesuré la variation de force de frottement sur la longueur de la course, qui a confirmé cette tendance. Ce travail a été commencé par Furuhashi dans les années 50 [24].

En 1979, Rohde, Whitaker et McAllister ont étudié l'effet des variations de conception des segments sur le frottement. Spécifiquement, ils ont étudié l'effet de changer la tension des segments et leurs profils sur le frottement et l'épaisseur du film d'huile. Leur profil proposé de segment était très différent que le profil parabolique proposé aujourd'hui, mais c'était nécessaire pour leur permettre d'effectuer des calculs numériques. Leur étude a également ignoré quelques effets importants et a assumé les états de lubrification qui n'étaient pas entièrement réalistes. Néanmoins, elle était une des premières études du genre et était une contribution importante à ce domaine [25]. En 1982, Kovach et al. ont classifié les principaux contribuant au frottement dans le moteur en utilisant des résultats pratiques et ont prouvé que les plus grands contribuant étaient le piston et les segments. Ils ont également suggéré de réduire la tension et optimiser le profil des segments pour réduire plus le frottement. Dans un exposé complet paru en 1985, Ting a identifié l'optimisation du design des segments pour réduire au minimum les pertes de frottement et d'huile sans compromettre l'étanchéité [26]. Plusieurs telles études suivraient.

I.3.3- Etudes récentes sur le frottement

En 1984, Hill et le Newman lancent un projet pour développer des segments qui peuvent réduire le frottement. Basé sur une certaine analyse simple, ils ont déterminé cinq caractéristiques de conception qui pourraient être changées pour réduire le frottement, elle inclut la largeur du segment, pression de surface, nombre de segment, profil efficace des conceptions et géométrie du segment et de l'alésage. Ils ont constaté que les segments avec une plus petite largeur axiale ont réduit le frottement, mais cette réduction de frottement a été accompagnée d'une réduction de rigidité axiale. Différents matériaux ont été étudiés pour compenser cet effet, mais ils ont constaté que les segments en acier (le principal candidat) souffraient de l'usure des gorges du piston en aluminium. Ils ont conclu que la pression de surface devrait être réduite pour réduire le frottement, mais ceci aurait comme conséquence des niveaux plus élevés de consommation d'huile et du Blow by. Ils ont développé une expression simple dans laquelle la conformabilité s'est avéré inversement proportionnelle à la largeur radiale du segment

au cube, et donc ce facteur a été considéré le plus important pour maximiser la conformabilité. Ils ont laissé le profil du segment, la macro géométrie du cylindre, et la conception des segments pour la recherche future [27].

En 1992, Jeng a développé deux modèles pour l'analyse de la lubrification des segments, en incorporant des conditions aux limites et des prévisions de transport d'huile réalistes. Dans ce travail, il a également réalisé une étude paramétrique pour examiner les effets de quelques paramètres du moteur sur les performances tribologique. Spécifiquement, il a considéré l'effet du rapport cylindre-course, de la rugosité des surfaces, de la tension des segments, de la position des gorges, du désaxage du segment, de la taille des portes segments, et de la largeur du segment pour le frottement [28].

En 1997, Cullen et Frodsham ont étudié la réduction de la section des segments de compression faits d'acier plutôt que de fonte. Ils ont constaté que des segments en acier avec un jeu sensiblement plus grand pourraient être employés en raison de la haute résistance de l'acier comparée à la fonte. L'espace libre plus grand a augmenté la tension des segments, améliorant la conformabilité du segment au cylindre. Ils ont également constaté que la largeur du segment devrait être réduite au minimum pour réduire le moment d'inertie du segment et pour améliorer la conformabilité. Le frottement a été réduit en mettant en application un profil oblique pour le segment supérieur. Ils ont mesuré la consommation d'huile et le Blow by en plusieurs conditions d'essai en employant le nouveau design du segment. Ils ont noté que l'acier ne pouvait pas être employé si la température du segment de feu excédait 260°C dû à la relaxation thermique plus élevée de l'acier comparée à la fonte [29].

Un modèle pour la prédiction des frottements des moteurs a été développé également par Taylor [10]. Les résultats incluent des simulations au démarrage et à chaud des pertes par frottement globales du moteur. Les résultats montrent que les pertes au démarrage sont quatre à cinq fois supérieures aux pertes à chaud, ce qui démontre l'impact de la viscosité de l'huile (plus grande à froid) sur les frottements hydrodynamiques.

Ronen et al. [30] ont examiné le contact piston/chemise doté de segments texturés par gravure laser "Laser Surface Textured". Les auteurs ont étudié les réductions de frottement apportées par la réalisation de microspores sur la surface des segments. Ils ont développé deux modèles de calcul, dont un plus rigoureux, qui tient compte des effets d'inertie et de l'effet de film amortisseur, et un plus approximatif, qui néglige ces deux effets. Ces études concluent que l'utilisation de microspores de taille et densité optimales peut amener des réductions de frottement de 30%, voire plus. Une étude expérimentale ultérieure de Yilmaz. [18] montre une bonne corrélation avec les résultats théoriques.

1.3.4- Précédente modélisation de la lubrification et du film d'huile

Une excellente façon de revoir l'histoire des segments et des anciennes études peut être trouvée dans le travail du groupe de Dowson [23]. L'application de la théorie hydrodynamique de lubrification aux segments a commencé par Castleman en 1936 [23]. Une grande progression a été faite pour modeler numériquement et obtenir la variation cyclique de l'épaisseur de film d'huile par Furuhashi [24], avec la considération d'une vision plus réaliste de la course du

segment, le profil de surface et les effets des pressions des gaz. Une analyse complète pour le paquet de segmentation a été faite dans le travail de Dowson [23] avec l'application de conditions plus réalistes. Les contributions les plus importantes de cette référence sont : 1^{ère} condition d'entrée appliquer pour le paquet de segmentation en considérant différentes sources d'huile pour différents segments, et 2^{ème} condition de sortie (condition de Reynolds) est appliqué pour la lubrification hydrodynamique. Ces deux conditions sont devenues les éléments les plus critiques pour les modèles qui suivent. L'interaction de différents segments peut être clairement vue dans leurs résultats en raison de l'application de l'état de continuité. En outre, l'effet de la forme du segment sur l'épaisseur de film d'huile a été étudié et s'est avéré très significatif. Ses travaux se sont principalement concentrés sur les caractéristiques de la lubrification hydrodynamique. Cependant, les résultats ont indiqué que les conditions aux limites sur la lubrification devraient jouer un rôle important particulièrement autour du PMH (point mort haut).

Rohde [31] était le premier à appliquer un modèle de lubrification mixte pour les segments en employant le modèle mixte de lubrification qui se basé sur l'équation de Reynolds faite par Patir et Cheng [32] avec des conditions aux limites de Sommerfeld. Interactions d'aspérité étaient incluses par le modèle de Greenwood et de Tripp [33]. Les effets de la rugosité de surface et l'orientation des aspérités sur le contact et le frottement entre les segments et la chemise ont été étudiés, le contact grave d'aspérité a été trouvé à l'extrémité de la course, et particulièrement autour du PMH des courses de compression/expansion où la pression élevée de combustion donne une charge radiale supplémentaire sur le segment supérieur. On a également constaté qu'une augmentation de la surface de rugosité augmente non seulement la magnitude des aspérités mais également la perte de puissance par frottement, en outre, l'orientation de la rugosité et la différence entre un segment rugueux/chemise lisse et un segment lisse/chemise rugueuse ont été étudiés.

Après cela, de grandes quantités de modèles et de travaux voient le jour pour étudier les effets de différentes caractéristiques des segments, des chemises, type de lubrification, frottement, usure et épaisseur de film d'huile pour différents régimes de fonctionnement du moteur. Les conditions de lubrification mixte et les petites quantités d'huile appliquées selon des buts spécifiques [34, 35], quelques chercheurs ont également développé des modèles bidimensionnels en se concentrant sur les effets de la déformation du cylindre et de la conformabilité du segment sur l'épaisseur de film d'huile et le frottement [16, 30]. Taylor et al. [36] était les premiers à faire une étude sur les effets du lubrifiant, à savoir, le cisaillement des couches d'huiles multigrades sur le frottement et l'épaisseur du film d'huile. Les prévisions de leur modèle unidimensionnel ont été également comparées aux mesures expérimentales de l'épaisseur du film d'huile [37, 38] et le frottement pour différents lubrifiants pour un moteur diesel. D'excellents résultats ont été obtenus en tendances et en grandeurs, qui démontrent qu'un modèle unidimensionnel convient à étudier le frottement et les effets des lubrifiants sur le contact segment/chemise.

Dans les modèles de lubrification du contact segments-piston-chemise plusieurs hypothèses simplificatrices sont généralement faites. Le lubrifiant est souvent considéré Newtonien². Néanmoins, il existe des modèles plus sophistiqués pour lesquels la viscosité varie avec les contraintes de cisaillement Tian et al. [39].

Des conditions aux limites variées sont utilisées pour ces modèles de simulation. Les conditions de Sommerfeld permettent des valeurs de pression positives aussi bien que négatives. Les conditions de Swift-Steiber en revanche désignent les régions de pression négative comme zones de cavitation où la pression est fixée à 0.

Avec tout le travail édité sur la modélisation unidimensionnel de la lubrification du contact segment/chemise, la focalisation principale a été sur le frottement, l'usure, et l'effet de différentes caractéristiques du segment, de la chemise, du lubrifiant, et des conditions de fonctionnement du moteur, des succès considérables ont été réalisés dans ce domaine. Cependant, toutes les conditions aux limites, particulièrement, les conditions d'entrée et de sortie sont basées sur un état d'équilibre. En outre, la région de la chemise au-dessus du PMH du segment racleur d'huile n'a jamais été discutée explicitement, ce manque de modèle empêche de bien soutenir la conservation de masse d'huile dans le paquet de segmentation et d'avoir une description réaliste d'interaction segment/chemise à proximité du haut de la chemise qui est une région importante pour l'usure, transport et consommation d'huile.

D'un point de vue théorique, il existe donc de nombreux modèles dans la littérature pour la lubrification du contact segments-piston-chemise. Le point commun de la plupart de ces modèles est leur fondement sur l'équation de Reynolds, qui s'applique exclusivement à des écoulements laminaires et de faible épaisseur. Cette équation incorpore les paramètres géométriques, la viscosité, la pression et les vitesses des surfaces en contact et donne en sortie la distribution de la pression, la charge, le frottement ou l'écoulement de l'huile à l'intérieur du contact.

On peut donc constater que l'étude tribologique du contact segments-piston-chemise est un sujet de grand intérêt. Malgré des résultats parfois divergents, les avancées des recherches précédentes montrent un consensus concernant le potentiel important de réduction des frottements hydrodynamiques via l'utilisation des textures de surface optimisées.

I.4- OBJECTIFS DE CE TRAVAIL

La lubrification du contact segment racleur/chemise, la surface du segment et de la chemise, et l'écoulement des huiles, sont le centre de connaissance du système de lubrification du contact segment racleur /chemise puisqu'ils sont directement liés aux résultats du frottement, de la consommation d'huile, de l'usure, des émissions de gaz à effet de serre, et du bruit de moteur. La modélisation théorique s'est avéré un outil très utile pour comprendre la physique du système segment racleur /chemise et pouvoir améliorer la conception de ces derniers. On iden-

² Désigne un fluide qui, à température constante, a une viscosité qui reste constante quelque soit la valeur de la contrainte qui lui est appliquée.

tifie également que beaucoup de processus physiques importants devraient être inclus pour avoir une meilleure description du système, et plus normalement à l'étude des effets de différents aspects du piston, du segment, de la chemise, du lubrifiant, du frottement, et de l'usure. Ce travail sera donc seulement concentré sur la modélisation de la lubrification du contact segment racleur/chemise. Bien qu'il existe des relations entre la lubrification de la chemise, la dynamique du segment et l'écoulement du gaz, le modèle de lubrification a été développé séparément des phénomènes comme la dynamique du piston, l'interaction segment/gorge, et l'écoulement des gaz. En plus du développement de la modélisation, des comparaisons avec d'autres modèles ont été également effectuées pour évaluer le modèle et pour montrer son applicabilité. L'objectif était donc de développer un modèle unidimensionnel pour le frottement et l'épaisseur du film d'huile du segment racleur qui se base sur :

- 1) Mécanismes de conformabilité pour le segment racleur et la chemise en utilisant différentes géométries du contact.
- 2) Variation de la viscosité dynamique des huiles multigrades,
- 3) Lubrification mixte : effets de la rugosité sur la lubrification hydrodynamique et limite.

En faisant ainsi le modèle peut non seulement être employé pour étudier le frottement du segment racleur/chemise mais également donner une claire description du contact segment racleur/chemise dans différentes régions du cylindre et pour différents moteurs.

CHAPITRE 2 :

PRINCIPES FONDAMENTAUX DU FROTTLEMENT ET DE LA LUBRIFICATION DES SEGMENTS

Le système de segmentation est un composant essentiel dans le fonctionnement efficace et fiable d'un moteur à combustion interne. La lubrification de la chemise avec de l'huile est fournie à ce système par le segment racleur d'huile.

Le segment racleur d'huile est le plus bas sur le piston, le plus proche de la jupe de piston. Ce segment se compose de deux ou trois composants séparés selon la conception de l'anneau. En général il y a deux rails minces qui entrent en contact avec la chemise et un ressort séparé de soutien qui applique une charge radiale. Le but primaire de ce segment est la commande du lubrifiant transportée par les deux segments au-dessus de lui. Du lubrifiant suffisant doit être fourni aux segments de dessus pour fournir une lubrification proportionnée, sans permettre un taux élevé de consommation d'huile. Pour assurer la bonne conformabilité entre le segment et la chemise en dépit de l'absence des pressions des gaz élevées derrière l'anneau, le segment racleur est monté avec un ressort qui le planque sur la chemise, donc c'est l'anneau qui a une tension la plus élevée. En conséquence, le racleur contribue à la moitié du frottement général par la segmentation.

2.1- MODES DE LUBRIFICATION DANS LE SYSTEME SEGMENT-CHEMISE-PISTON

En raison de la variation d'approvisionnement en l'huile des différents segments dans tout le cycle du moteur, chaque segment rencontre différents modes de lubrification tout au long du cylindre. Si une quantité suffisante d'huile existe sur la chemise pour soutenir une charge, la lubrification hydrodynamique est présente. Autrement dit, la charge du segment sur la chemise est soutenue par le contact entre les aspérités sur les deux surfaces et les états de lubrification. Comme sera vu dans les sections postérieures, ces modes de la lubrification ont un effet profond sur l'importance de la force de frottement produite par le mouvement des segments le long de la chemise.

Un schéma des modèles de lubrification entre le segment et la chemise est montré ci-dessous sur le schéma 2-1. Comme l'on peut voir sur la figure, due à la rugosité des surfaces en contact, il est possible que certaines parties d'aspérité des deux surfaces soient en contact

et que d'autres soient suffisamment lubrifier. Pour simplifier cette situation, les modes de lubrification sont typiquement caractérisés par l'espacement entre les lignes nominales, qui définissent les surfaces douces représentant la moyenne des aspérités.

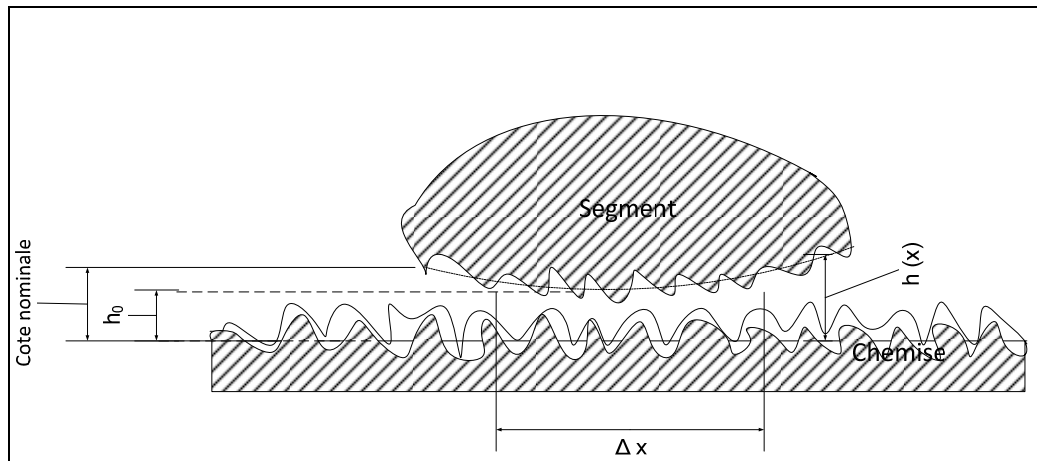


Figure 2-1 : Etat de lubrification rencontré par le segment et la chemise.

Selon la distance entre les lignes nominales $h(x)$, trois différents modes de lubrification sont possible :

- Lubrification hydrodynamique $H_\sigma > 3$;
- Lubrification mixte $1 < H_\sigma < 3$;
- Lubrification limite si $H_\sigma < 1$.

$$\text{avec : } H_\sigma = \frac{h}{\sigma}$$

Dans la lubrification hydrodynamique, une quantité suffisante d'huile sépare les deux surfaces telles qu'il n'y a aucun contact entre les aspérités. La transition de la lubrification hydrodynamique à la lubrification mixte se produit quand le critère suivant est rencontré :

$$H_\sigma < 3 \quad (2.1)$$

Où $\sigma = \sqrt{\sigma_{segment}^2 + \sigma_{chemise}^2}$ est la rugosité composite (R.M.S) entre la surface du segment et la chemise [19]. Dans la lubrification mixte, il y a de l'huile entre les deux surfaces en contact, mais il y a également une partie des surfaces du segment et de la chemise entre lesquels l'espacement est suffisamment petit pour que l'éq. (2,1) soit satisfaite, et donc ces parties des surfaces sont également considérées comme en contact limite. La transition entre la lubrification mixte et la lubrification limite se produit quand l'huile entre le segment et la chemise disparaît complètement.

La méthode pour la détermination de la force de frottement en chacun de ces états de lubrification est décrite dans les sections qui suivent.

2.1.1- Frottement dans la lubrification hydrodynamique

En ce mode de lubrification, l'huile soutient la charge du segment sur la chemise, et donc la quantité de frottement produite par l'interaction segment-chemise, dépend des propriétés du lubrifiant aussi bien que la taille et la largeur du film sous la surface du segment. La détermination de la force de frottement exige ainsi, la résolution des équations couplées de la mécanique des fluides régissant sur le lubrifiant et les forces agissant sur le segment.

Le système de l'étude est montré sur le schéma 2-2 dans le cas le plus général, l'inconnu est l'épaisseur minimum du film d'huile h_0 , (lorsque le profil de la surface du segment est connu, donc h_0 est connu, d'où le $h(x)$ sera également connu).

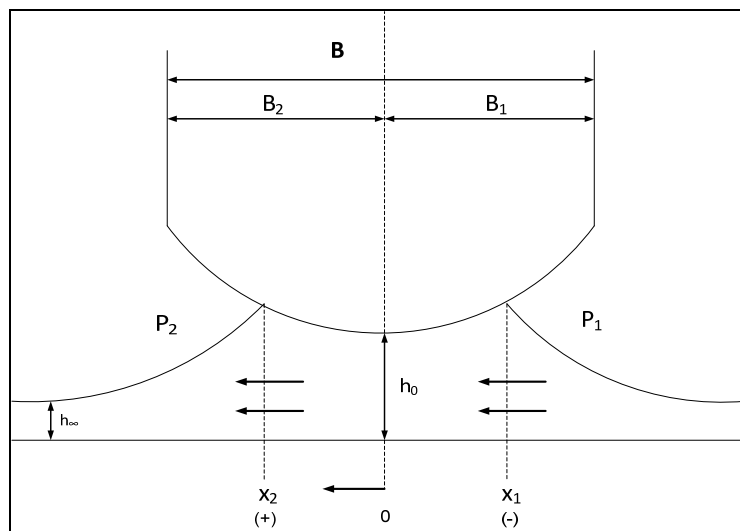


Figure 2-2 : Lubrification hydrodynamique entre segment et chemise.

Dans le cas le plus général, deux équations sont nécessaires pour résoudre les inconnus. La première est l'équation de Reynolds appliquée au film d'huile sous la surface du segment. Cette équation relie le gradient de pression dans le film d'huile à sa longueur et largeur. Une seconde vient d'un équilibre radial de force sur le segment. Ces équations régissantes sont développées en détail dans la section 2,2.

Dans le cas général lorsque le segment est partiellement inondé, le frottement entre le segment et la chemise est déterminé comme suit :

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \tau dx$$

L'effort de cisaillement, τ , apparaissant dans l'équation ci-dessus est défini par l'équation (I.26) de l'annexe I et est dérivé en détail dans le chapitre suivant. En utilisant Eq. (I.26), la force de frottement peut être exprimée en fonction de la taille et de la largeur de film d'huile :

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\mu U}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dx \quad (2.2)$$

Par conséquent, une fois que la taille et la largeur de film d'huile sont déterminées à partir de la solution des équations régissantes, la force de frottement de la lubrification hydrodynamique peut être déterminée.

2.1.2- Frottement dans la lubrification limite

Le frottement dans ce mode de lubrification, se produit quand aucune huile n'existe entre le segment et la chemise, et donc la charge du segment sur la chemise est complètement soutenue par le contact d'aspérité. Puisqu'il n'y a aucune huile dans ce contact, $x_1=x_2=0$, et donc le seul inconnu dans le problème est h_0 , qui peut être déterminé en utilisant une force radiale d'équilibre. Ceci sera montré en détail dans la section 2.2.

Dans ce cas, la force de frottement est donnée par l'expression suivante :

$$F_f = \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} p_c dx \quad (2.3)$$

Où le a_{asp} , est le coefficient de frottement régi par les propriétés de la surface, x_{c1} et x_{c2} définissent les frontières de la partie des surfaces du segment/chemise qui ont les aspérités en contact selon Eq. (2,1), et le p_c , est la pression de contact entre les deux surfaces. La pression de contact est donnée par la loi empirique suivante employé par Nakai [40] basé sur la théorie de Greenwood-Tripp's [33].

$$p_c = K_c \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right)^z \quad (2.4)$$

Où K_c , dépend des propriétés d'aspérité et du matériau et z est une constante de corrélation décrite dans [19].

2.1.3- Frottement dans la lubrification Mixte

Comme serait attendu, le frottement entre le segment et la chemise dans la lubrification mixte, est la somme des contributions du frottement hydrodynamique et du frottement mixte. Le frottement mixte est ainsi calculé comme suit :

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \tau dx + \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} p_c dx \quad (2.5)$$

2.2- LES EQUATIONS REGISSANT LE FROTTEMENT ET LA LUBRIFICATION DANS LE CONTACT SEGMENT/CHEMISE

Dans cette section, les équations régissantes décrivant le frottement et la lubrification de ce contact, qui ont été présentées brièvement dans la section précédente seront développées en détail. La méthode de solution de ces équations sera alors décrite pour les différentes conditions de lubrification, qui peuvent être présentes dans tout le cycle du moteur. La solution des équations rapporte les inconnus, qui sont exigés pour déterminer la force de frottement entre Segment et Chemise selon les équations dérivées dans la section précédente.

2.2.1- L'équation de Reynolds

L'équation de Reynolds relie la taille, la largeur et la forme du film d'huile entre le segment et la chemise, avec le gradient de pression qui se produit dedans. Une dérivation détaillée de l'équation de Reynolds 2-d pour les lubrifiants incompressibles peut être trouvée dans l'annexe I. Dans la présente étude, une approche quasi 2-d est employée, dans laquelle les paramètres définissant la lubrification du contact sont déterminés aux endroits circonférentielles spécifiques sur le piston, et l'équation de Reynolds se réduit ainsi à une forme 1-d à chacun de ces endroits. Eq. (I.24) de l'annexe I devient ainsi :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.6)$$

Pour faire simplifier cette équation, les termes dans Eq. (2.6) peuvent être estimé comme suit :

$$U \frac{\partial h}{\partial x} \sim LN \left(\frac{h}{b} \right)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} \sim hN$$

Où N est la vitesse du moteur en tr/s, L est la longueur de la course, h est l'épaisseur de film d'huile sous le segment, U est la vitesse de piston, et b est la taille axiale du segment. La comparaison des termes ci-dessus donne :

$$\frac{\frac{\partial h}{\partial t}}{U \frac{\partial h}{\partial x}} \sim \frac{b}{L} \ll 1$$

Par conséquent, avec cette simplification, valide dans toutes les parties du cycle, Eq. (2.6) se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.7)$$

2.2.2- Force radiale d'équilibre

La force Radiale d'équilibre sur le segment représenté sur la figure 2-2 est :

$$\sum F_r = \int_{x_1}^{x_2} p_{hyd}(x) dx + p_1(B_1 + x_1) + p_2(B_2 - x_2) - p_1(B_1 + B_2) - W = 0 \quad (2.8)$$

En mettant Eq. (2.8) à zéro nous supposant que le système est quasi statique dans la direction radiale, qui s'est avérée une prétention raisonnable dans les travaux précédents [19].

Il convient de noter que dans le terme d'intégration, la pression p_c de contact d'aspérité, donnée dans Eq. (2.4) devrait être ajoutée à $p(x)$ partout où la condition donnée par Eq. (2.1) est rencontrée et aux états de lubrification limite.

2.2.3- Condition aux limites

On assume que les valeurs des pressions à l'admission et à la sortie du film d'huile sont connues :

$$\begin{cases} p(x_1) = p_1 \\ p(x_2) = p_2 \end{cases} \quad (2.10)$$

Si la sortie est partiellement inondée, la limite de sortie de Reynolds est valide [19].

$$\frac{dp}{dx}(x_2) = 0 \quad (2.11)$$

La condition au limite de Reynolds est valide dans toute la majeure partie de la course du piston. Comme la vitesse du piston s'approche à zéro près des extrémités de la course du piston, la sortie du segment s'inondera automatiquement, à condition que la lubrification suffisante soit présente.

2.3- L'EFFET DE L'ETAT DE SURFACE SUR LE CONTACT SEGMENT CHEMISE

La texture de la surface affecte l'huile qui coule entre les segments et la chemise ainsi que la génération de pression due au contact d'aspérité. Ce qui explique l'effet de l'aspérité sur le frottement entre segment chemise.

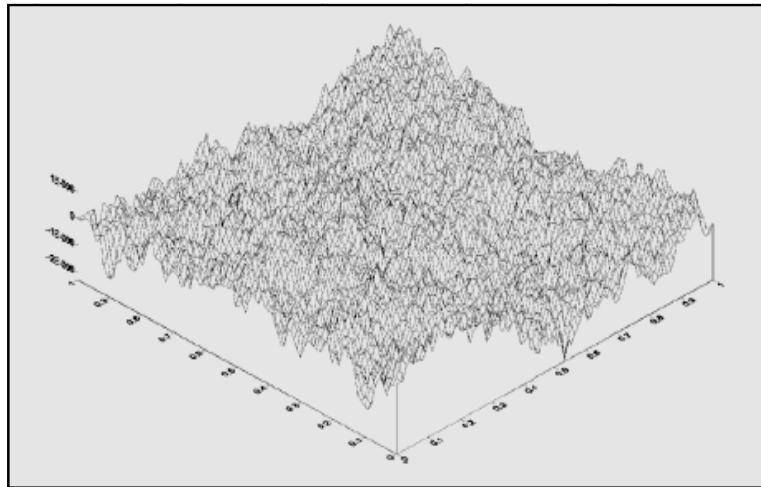


Figure 2-3 : Exemple de rugosité tridimensionnelle.

La prise en compte de l'effet de la rugosité en lubrification entre surfaces en mouvement relatif, est un problème difficile faisant intervenir de nombreux aspects. Une première difficulté est due au caractère évolutif du domaine occupé par le fluide lié au mouvement relatif, et à la

déformation des surfaces. Une seconde difficulté est liée à la physique des fluides, qui peut être plus ou moins complexe suivant les cas ou la nature du lubrifiant : effets de compressibilité, effets piézo-visqueux, cavitation, couplage avec la thermique ... Enfin, une troisième difficulté est liée à la différence nette entre les échelles caractéristiques des rugosités, et les échelles pertinentes pour l'ingénieur, généralement de plusieurs ordres de grandeur plus grandes que celles des rugosités.

Toutes les surfaces, naturel ou fabriqué, ne sont pas parfaitement lisses. La surface la plus douce dans les corps normaux est celle du mica. Le mica a une rugosité approximativement de 0.002032 microns. La rugosité des surfaces fabriquées varie de quelques microns à 25 microns selon le processus de découpage et le traitement extérieur.

La rugosité est l'ensemble des irrégularités d'une surface à caractère micrographique et macrographique. Les surfaces usinées ne sont pas parfaites, elles présentent des irrégularités dues aux procédés d'usinage, aux outils, à la matière, etc. Le rôle fonctionnel d'une surface dépend d'un certain nombre de facteurs, notamment de l'état de surface (étanchéité, glissement, etc.). Plus l'indice de rugosité est faible, plus il est difficile à obtenir, ce qui augmente nécessairement le coût de fabrication.

2.3.1- Topographie de la surface

Les irrégularités d'une surface à un niveau macroscopique peuvent être classées en trois niveaux, en fonction de leur longueur d'onde, celles relevant plus précisément de la rugosité ayant une largeur ou un pas moyen compris entre 2 et 500 à 800 microns (figure 2.4).

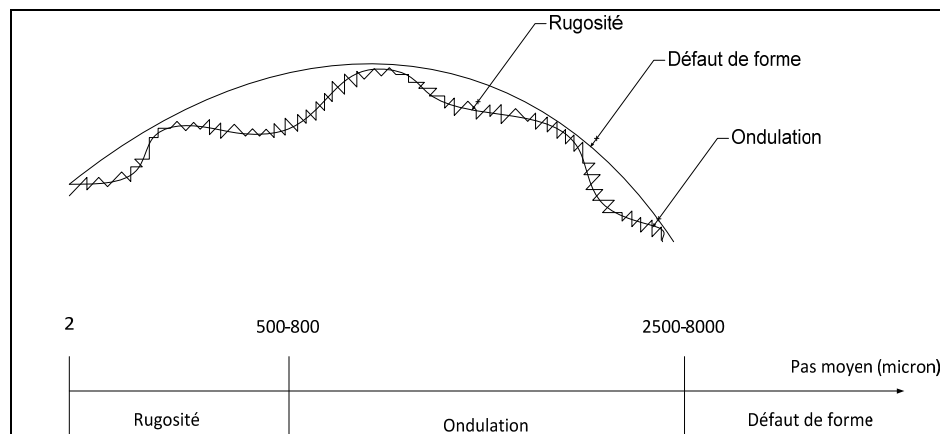


Figure 2-4 : Classement des irrégularités de surface.

Les imperfections des surfaces à un niveau atomique sont assorties par des déviations macroscopiques sur le plan. Presque toutes les surfaces connues, à part celle du mica [41], sont rugueuses.

La rugosité signifie que les majeures parties d'une surface ne sont pas plates mais forme un pic ou une vallée. L'amplitude typique entre les pics et les vallées pour une surface est environ un micromètre, ce pic est appelé Aspérité.

Le profil d'une surface est presque toujours aléatoire à moins que quelques dispositifs réguliers aient été délibérément introduits. Les composants aléatoires des profils extérieurs usinés ont presque tous le même profil que celui du profil naturel, indépendamment de la taille absolue qui ait impliqué [41].

On observe encore une autre propriété unique de la rugosité, à plusieurs reprises d'agrandissement, les détails des aspérités extérieures restent identiques [42]. Cette similitude des profils extérieurs est illustrée sur le schéma 2-5.

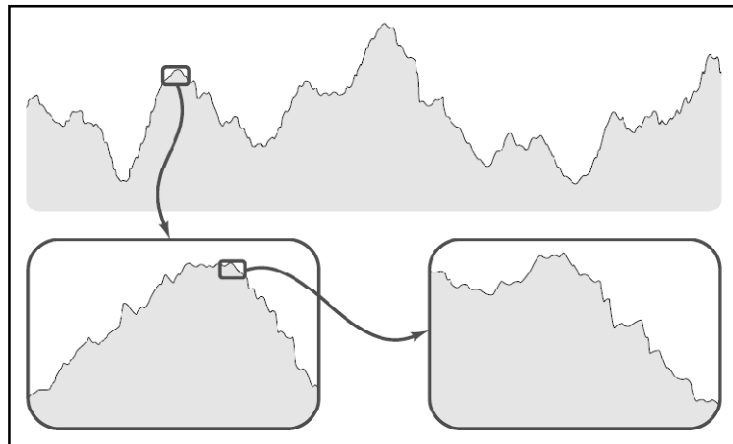


Figure 2-5 : Similarité des profils de surface.

2.3.2- Le rôle de la topographie des surfaces

La topographie de la surface du cylindre joue un rôle essentiel dans le cadre du contact segments-piston-chemise et influence considérablement la lubrification et le frottement ; elle est souvent le résultat d'un compromis entre une bonne isolation de la chambre de combustion et une bonne lubrification du cylindre.

La texture des surfaces affecte la pression générée dans le contact segment chemise ainsi que l'huile qui coule à travers. En expliquant l'effet des aspérités sur le frottement de la segmentation, on peut donc contrôler ses effets indésirables, pour cela on a supposé que la distribution de la rugosité sur la chemise et le segment est isotropique et gaussienne en nature.

Il existe aujourd'hui un consensus dans le monde automobile concernant la texture des chemises des cylindres ; la texture classique est constituée de plateaux lisses et réguliers, séparés par des stries de lubrification. Les images de la figure 2-6 montrent un exemple de surface de cylindre qui ont été acquises par relevé topographique à l'aide d'un palpeur mécanique [20].

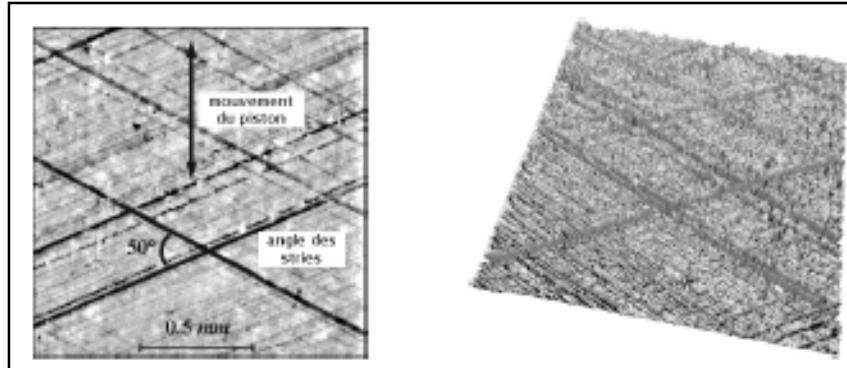


Figure 2-6 : Exemple de texture de surface de cylindre.

Ce réseau de canaux d'huile générés par le rodage de la surface du cylindre s'avère fondamental pour la performance tribologique du contact segments-piston-chemise. Des paramètres de rugosité tels que le σ^3 peuvent être utilisés comme mesure de la capacité des textures de surface pour stocker du lubrifiant.

Pour obtenir ce type de surface, le cylindre est usiné en général en quatre étapes :

1. Alésage, pour donner la géométrie du cylindre ;
2. Rodage brut, pour la striation ;
3. Rodage fin, pour obtenir la rugosité désirée ;
4. Rodage de plateaux, pour le lissage.

Les stries ont en général une angularité égale à environ 50° , des largeurs d'environ $50 \mu m$ et des profondeurs de l'ordre de quelques micromètres. Quant aux plateaux, ils présentent une striation très fine correspondant à des valeurs de σ de 0.1 à $0.2 \mu m$.

2.3.3- Caractérisation de la topographie des surfaces

On a observé que les profils de rugosités ressemblent aux enregistrements électriques du bruit, et donc des méthodes statistiques semblables ont été utilisées dans leur analyse. L'introduction des méthodes statistiques à l'analyse de la topographie des surfaces était faite par Abbott et Firestone en 1933 [20] quand ils ont proposé pour un roulement une courbe de moyenne afin de représenter le profil [42]. Cette courbe représente le contact réel, également connu sous le nom de la courbe d'Abbott, est obtenue à partir du profil de surface.

Le traçage de la déviation de la surface extérieure donne des informations moyennes sur un cumulatif gaussien, le diagramme de distribution donne habituellement un rapport linéaire [41]. Un exemple classique de la distribution gaussienne de profil observée sur une surface usinée est montré sur le schéma 2.7. La balance du diagramme est arrangée pour donner une ligne droite si une distribution gaussienne est présente.

³ Moyenne arithmétique des racines carrée de la rugosité

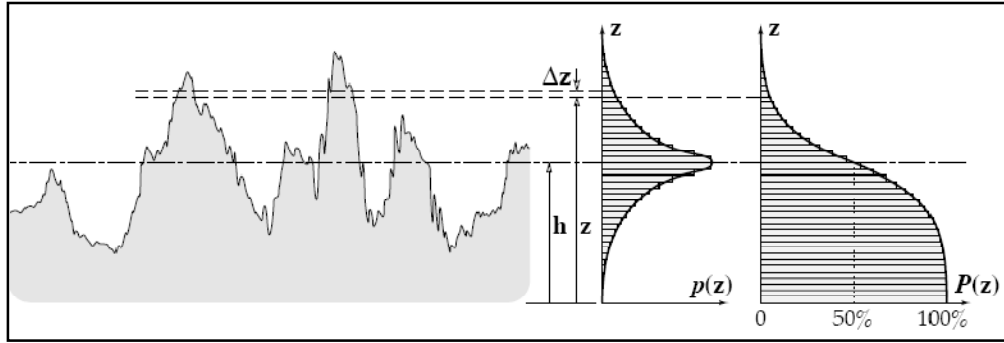


Figure 2-7 : Détermination d'une courbe de la rugosité de surface.

Z est la distance perpendiculaire au plan de la surface ;

ΔZ est la distance entre deux sommets ;

h est la ligne moyenne ;

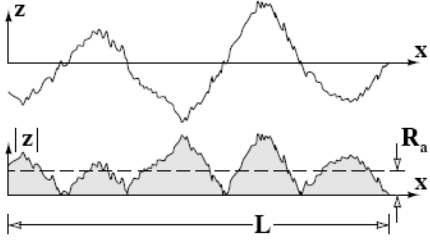
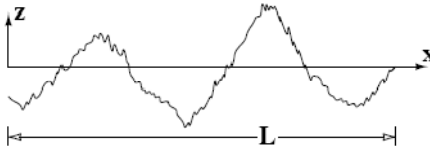
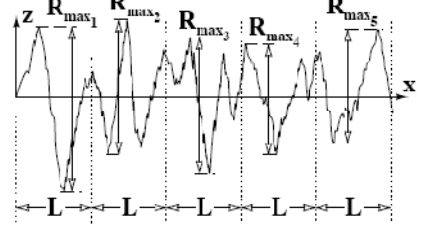
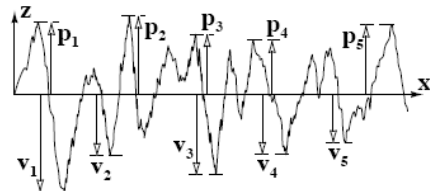
$P(z)$ est la fonction de probabilité ;

$p(z)$ est la fonction de probabilité de densité.

Un certain nombre de techniques et de paramètres ont été développés pour caractériser la surface topographique. Les descriptions extérieures les plus employés sont les paramètres statistiques. Une nouveauté dans ce secteur implique la caractérisation extérieure par des fractales.

Il est difficile de définir la topographie réelle d'une surface. Afin de décrire la surface un paramètre est nécessaire, décrivant la variation de la longueur des aspérités (c.-à-d. paramètre de taille) [42]. La déviation d'une surface de sa ligne moyenne est un processus aléatoire qui peut être décrit en utilisant un certain nombre de paramètres statistiques.

Les caractéristiques de taille sont généralement décrits par des paramètres tels que la moyenne des lignes de centre ou moyenne de rugosité « centre-line-average or Roughness average » (CLA ou R_a), la moyenne des racines carrée « root mean square » (RMS ou R_q), la valeur moyenne de la hauteur maximum des aspérités « mean value of the maximum peak-to-valley height » (R_t), de la taille en dix points « ten-point height » (R_z) et beaucoup d'autres. Cependant dans la pratique en matière de technologie, le paramètre le plus utilisé généralement est la moyenne des racines carrée (RMS ou R_q). Certains des paramètres de rugosité sont définis dans le tableau 2.1.

<p>CLA ou R_a</p>	$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L z dx$	
<p>RMS ou R_q</p>	$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z^2 dx}$	
<p>Mean value of the maximum peak-to-valley height</p>	$R_t = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 R_{max_i}$	
<p>Ten-point height</p>	$R_z = \frac{P_1 + \dots + P_5 + V_1 + \dots + V_5}{5}$	

TAB. 2.1- différents paramètres de rugosité.

A partir des éléments discutés précédemment, il apparait de manière claire que la topographie de la surface du cylindre joue un rôle important dans la performance du contact segments-piston-chemise. Néanmoins, compte tenu de la complexité du contact, le rôle précis de la texture de la chemise dans la lubrification n'est pas bien connu aujourd'hui. Des informations qualitatives et quantitatives sur la manière dont la disposition des canaux d'huile influence le frottement et la circulation du lubrifiant, seraient donc des avancées importantes dans ce sens. Elles permettront notamment d'aboutir, pour une configuration et un résultat désiré, à une topographie optimale.

2.4- EFFET DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR SUR LES SOURCES DE FROTTEMENT

2.4.1- Conditions de fonctionnement du moteur à combustion interne

Les moteurs à combustion interne modernes fonctionnent à une variété de conditions de charge, de vitesse et selon leur application. Dans les voitures de tourisme et les camions de transport, les charges et les vitesses varient considérablement en raison de la variété de conditions de conduite. Les voitures de courses fonctionnent typiquement aux vitesses et aux charges élevées. Les moteurs stationnaires de production d'électricité fonctionnent dans la charge élevée, et vitesse réduite parce que la charge élevée développe plus de puissance et la vitesse réduite est nécessaire pour se connecter par interface au générateur électrique et à la grille de puissance.

La vitesse et la charge de moteur affectent le frottement produit entre les segments et la chemise. En outre, l'approvisionnement en huile joue un rôle très important dans la lubrification du contact. Dans les sections qui suivent, ces effets sont analysés séparément et des tendances générales sont alors développées, pour les contribuant dominants au frottement en différentes conditions de fonctionnement de moteur.

2.4.2- Effet de la vitesse du moteur

L'effet de la vitesse du moteur sur le frottement produit entre les segments et la chemise, peut être vu des relations développées dans les sections précédentes et de l'annexe I. Dans l'Eq. (1.26), le deuxième terme impliquant le gradient de pression intégré sur la largeur du segment finit typiquement vers le haut, ayant pour résultat une contribution beaucoup plus petite que le premier terme. Par conséquent, le frottement est mesuré comme suit :

$$F_f \sim \frac{\mu U}{h} B \quad (2.12)$$

Où h est l'épaisseur de film d'huile et B est la largeur axiale du segment. L'épaisseur minimale du film d'huile peut être liée à la vitesse du piston par le rapport suivant dérivé de (2.7) :

$$h_{min} \sim \sqrt{\frac{\mu U B}{p}} \quad (2.13)$$

Où p est la pression dans le film d'huile, laquelle est fonction de x suivant les indications de [40]. En combinant Eq. (2.12) et Eq. (2.13), on peut voir que les pertes de puissance due au frottement montent avec la vitesse du piston comme suit :

$$p_f \sim \mu^{\frac{1}{2}} U^{\frac{3}{2}} \quad (2.14)$$

Le terme de viscosité est incluse dans ce rapport parce qu'il dépend de la vitesse du piston. L'ampleur de cette dépendance varie selon le type d'huile de l'étude. Dans le cas des huiles multigrades, la viscosité est commandée par le taux de cisaillement, qui dépend directement de la vitesse du piston, comme expliqué dans l'annexe I. À mesure que la vitesse de piston aug-

mente, la viscosité diminuera, et donc l'effet net de ces derniers change la perte de puissance de frottement qui est le résultat d'un compromis entre elles.

La viscosité d'huile dépend aussi de sa température, qui est commandée principalement par la distribution de la température le long de la chemise. Lorsque la vitesse du piston augmente, la température de la chemise peut augmenter, entraînant une réduction de la viscosité. Par conséquent, les pertes de puissance de frottement augmentent seulement avec des vitesses de moteur plus élevées.

Il faut noter que pour un ensemble indiqué de paramètres géométriques du moteur (angle de vilebrequin, longueur de bielle, etc.), la vitesse du piston est directement liée à la vitesse de rotation du vilebrequin [7]. Par conséquent, la vitesse de piston peut également être remplacée par la vitesse de rotation du vilebrequin dans Eq. (2.14).

2.4.3- Effet de la charge du moteur

L'effet de la charge du moteur sur le frottement est moins important. Afin de maintenir la vitesse du moteur constante quand la charge augmente, la quantité d'air et du carburant introduite dans le cylindre, pour être comprimés et brûlé pendant la combustion doit être augmentée. En conséquence, des pressions maximales plus élevées sont atteintes dans le cylindre.

Le frottement produit par les segments est sensiblement affecté par les pressions atteintes dans le cylindre dans tout le cycle de combustion. La pression du cylindre influence la pression hydrodynamique, qui affecte la dynamique du segment et donc les conditions de lubrification dans tout le cycle moteur.

CHAPITRE 3 :



FORMULATION DU MODELE

La lubrification qui se produit dans l'interface entre les rails du segment racleur et la chemise est un phénomène typique de tribologie. Elle couvre de la lubrification mixte, la lubrification limite, et la lubrification hydrodynamique. Pour modéliser ce contact, un modèle qui prend en considération chaque mode de lubrification doit être développé dans ce chapitre.

3.1- VUE D'ENSEMBLE DES OUTILS DE MODELISATION

La détermination des conditions de frottement et de lubrification entre segment et chemise, tenant compte des effets de surface discutés dans la section précédente, exige la solution simultanée d'un système d'équations non-linéaires qui ont été dérivées dans la section 2.2. Ce calcul ne peut pas être résolu analytiquement. Il est encore compliqué par la rugosité des surfaces du segment et de la chemise qui doivent être prise en considération par l'introduction des facteurs d'écoulement dans les équations régissant. Ces conditions ont rendu nécessaire le développement d'un modèle afin de prévoir les performances des segments pour un ensemble donné de paramètres de conception.

3.1.1- L'équation de Reynolds modifiée

Patir et Cheng [32] ont présenté un modèle pour la lubrification hydrodynamique qui se base sur la théorie de Greenwood et Tripp [33] et qui prend en considération la rugosité entre les surfaces et les effets morphologiques d'interaction de lubrification. Leur modèle a employé l'équation de Reynolds avec des facteurs d'écoulement qui expliquent les paramètres de rugosité des surfaces en contact et les différents types de lubrification. Pour un lubrifiant isotherme et incompressible, la pression hydrodynamique moyenne p entre le segment racleur et l'interface de la chemise est régie par l'équation moyenne unidimensionnelle de Reynolds :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial}{\partial x} (h_T - \sigma \phi_s) + \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (3.1)$$

Si on prend

$$U \frac{\partial h}{\partial x} \sim LN \left(\frac{h}{b} \right)$$

Et

$$\frac{\partial h}{\partial t} \sim hN$$

La comparaison des termes ci-dessus donne :

$$\frac{\frac{\partial h}{\partial t}}{U \frac{\partial h}{\partial x}} \sim \frac{b}{L} \ll 1$$

Où

- N est la vitesse du moteur en tr/s ;
- L est la longueur de la course ;
- h est l'épaisseur de film d'huile sous le segment ;
- U est la vitesse de piston ;
- μ_m est la viscosité dynamique du lubrifiant ;
- b est la taille axiale du segment.

Avec cette simplification, valide dans toutes les parties du cycle, l'équation (3.1) se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial}{\partial x} (h_T - \sigma \phi_s) \quad (3.2)$$

La vitesse instantanée U du piston peut être décrite par une fonction quasi harmonique de la position angulaire θ du vilebrequin, en relation avec la vitesse angulaire ω , conformément à l'expression :

$$U = \frac{R}{b} \sin \theta \left(1 - \frac{\cos \theta}{\sqrt{\left(\frac{L}{b}\right)^2 - \sin^2 \theta}} \right) b \omega \quad (3.3)$$

La vitesse angulaire est elle-même liée à la vitesse du moteur par la relation :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (3.3)$$

3.1.2- Facteurs D'écoulement

Suite aux travaux initiaux de Patir et Cheng [32], il est habituel de considérer des expressions des différents facteurs intervenant dans l'équation de Reynolds. Ainsi, ces expressions « facteurs d'écoulement » s'écrivent :

- Facteur d'écoulement de pression

$$\phi_x = \frac{\left(1 - 0.9e^{-0.56\frac{h}{\sigma}} \right)}{12} \quad (3.4)$$

- Facteur d'écoulement de cisaillement

$$\phi_s = \begin{cases} 1.899 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{0.98} - 0.92 \left(\frac{h}{\sigma}\right) + 0.05 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^2 & \text{pour } h \leq 5\sigma \\ 1.026e^{-0.56\left(\frac{h}{\sigma}\right)} & \text{pour } h > 5\sigma \end{cases} \quad (3.5)$$

Où σ est la rugosité composite (où σ est la rugosité RMS de la surface du segment et la chemise). Des expressions du même type peuvent être définies dans la direction y .

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{segment}^2 + \sigma_{chemise}^2} \quad (3.6)$$

Ces facteurs d'écoulement ne dépendent que de la géométrie du problème via le champ des ouvertures. Ils traduisent l'influence en moyenne de la rugosité sur le débit et sur le cisaillement. Ils varient en fonction de la distance moyenne entre les surfaces via l'évolution du champ des ouvertures. Ils sont bien évidemment fonction des propriétés géométriques des surfaces.

Les résultats concernant les surfaces striées déterministes sont présentés en détail dans [20]. Pour ces surfaces, le calcul des facteurs d'écoulement dans le contact peut se faire analytiquement. Il permet d'illustrer des aspects intéressants qui apparaissent lorsque les deux surfaces sont rugueuses et de même longueur d'onde.

3.1.3- Géométrie du segment

Le profil du segment est critique pour établir une force hydrodynamique, qui sépare l'interface du segment de la chemise. L'action hydrodynamique est seulement appelée par un profil convergent. Les Rails du segment racleur ont habituellement la forme parabolique comme montré dans le schéma 3-1.

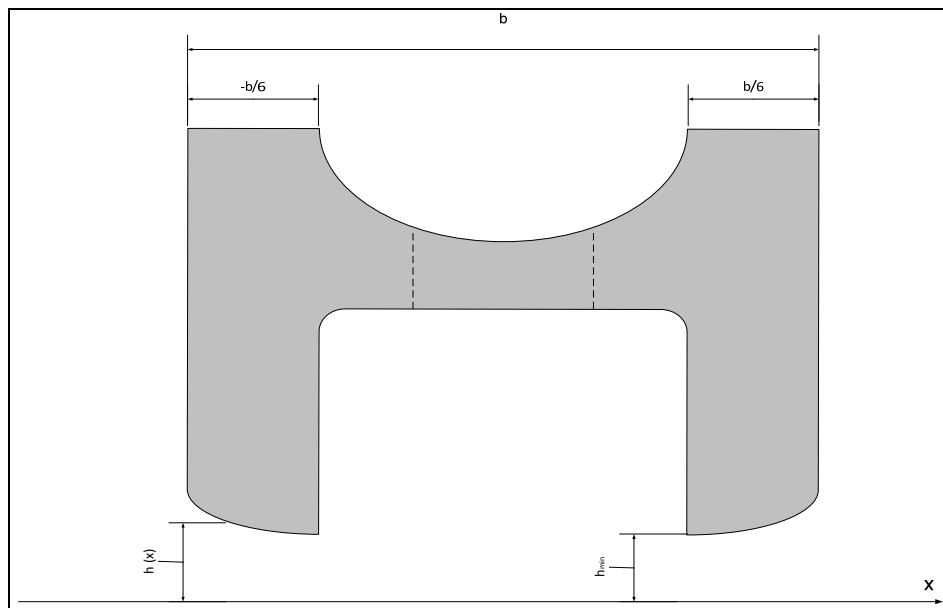


Figure 3-1 : Profil de face du segment racleur.

Deux géométrie bombée du segment on été adopté, une plus bombée que l'autre et qui sont donnée ci-dessous :

Epaisseur du film d'huile nominale pour géométrie bombée

$$\begin{cases} h(x) = \left(\frac{6x+b}{3-b}\right)^2 & \text{pour } -\frac{b}{2} \leq x < -\frac{b}{6} \\ h(x) = 0 & \text{pour } -\frac{b}{6} \leq x \leq \frac{b}{6} \\ h(x) = \left(\frac{6x-b}{3-b}\right)^2 & \text{pour } \frac{b}{6} < x \leq \frac{b}{2} \end{cases} \quad (3.7)$$

Epaisseur du film d'huile nominal pour géométrie moins bombée

$$\begin{cases} h(x) = \left(\frac{3x+b}{3-b}\right)^2 & \text{pour } -\frac{b}{2} \leq x < -\frac{b}{6} \\ h(x) = 0 & \text{pour } -\frac{b}{6} \leq x \leq \frac{b}{6} \\ h(x) = \left(\frac{3x-b}{3-b}\right)^2 & \text{pour } \frac{b}{6} < x \leq \frac{b}{2} \end{cases} \quad (3.8)$$

Pour l'épaisseur du film d'huile locale en considérant la rugosité des surfaces, la relation suivante a été utilisée [39] :

$$h_T = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2} \sigma} \right) \right\} + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{h^2}{2\sigma^2}} \quad (3.9)$$

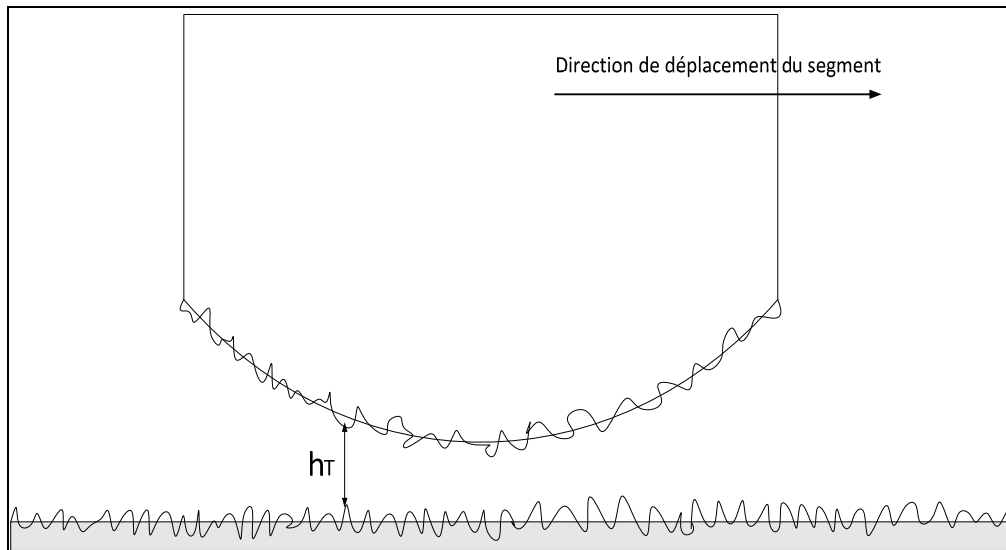


Figure 3-2 : Schémas de la jonction du segment et de la chemise.

3.1.4- Conditions aux limites et d'équilibre

Pour obtenir la pression hydrodynamique dans l'équation (3.2), les pressions à l'admission et à la sortie de l'écoulement d'huile entre segment et chemise doivent être spécifiées. Pour le cas Aucun-glissement, les conditions qui s'appliquent au lubrifiant attaché à la couche de roulement du segment sont les conditions de Sommerfeld et qui sont :

$$p(x_0, t) = P_1, \quad p(x_i, t) = P_2 \quad (3.10)$$

$$x_0 = -\frac{b}{2} \quad \text{et} \quad x_i = \frac{b}{2}$$

Comme c'est connu dans les problèmes des paliers, il existe habituellement des cavitations qui gênent le film qui sépare le contact au rebord arrière $x_i = \frac{b}{2}$. D'où la condition de sortie de Reynolds est appliquée :

$$\frac{\partial}{\partial x} p(x_i, t) = 0 \quad (3.11)$$

L'équation (3.2) décrit un écoulement entre segment chemise soumis à une charge dynamique. L'état d'équilibre est nécessaire pour garantir une solution unique. Pendant la course entière, le modèle est équilibré par le contact d'aspérité.

3.1.5- Le contact des aspérités

Le contact des aspérités entre deux surfaces rugueuses est décrit en utilisant le modèle développé par Greenwood et Tripp [33]. Une aspérité est une crête de rugosité, un maximum local. Le modèle de Greenwood et Tripp calcule dans le contact les pressions qui surgissent quand deux surfaces rugueuses approchent et se contactent. Selon ce modèle, la pression nominale ou la charge créée par les Aspérités entre deux surfaces est exprimée par :

$$W_c = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} E' F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) \quad (3.12)$$

Avec :

$F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma)$ est la probabilité de distribution des aspérités qui est donnée par :

$$\begin{cases} F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) = 4.4068(4 - H_\sigma)^{6.885} & \text{pour } H_\sigma > 3 \\ F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) = 0 & \text{pour } H_\sigma < 3 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$\text{Et } H_\sigma = \frac{h}{\sigma}$$

η est la densité des aspérités par unité de surface ;

β est le rayon de courbure des aspérités.

Le Module d'élasticité composite est donné par :

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\vartheta_1^2}{E_1} + \frac{1-\vartheta_2^2}{E_2}} \quad (3.14)$$

Ou E_1 et E_2 sont les modules de Young pour le segment et la chemise et ϑ_1 ϑ_2 sont les coefficients de Poisson respectivement.

La surface réelle du contact est donnée par :

$$A_c = \pi^2(\eta\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{\frac{3}{2}}(H_\sigma) \quad (3.15)$$

Le modèle de Greenwood et Tripp suppose que le contact est élastique, et les aspérités sont paraboliques dont la forme et identiques sur les surfaces de contact.

3.2- SOLUTION DES EQUATIONS REGISSANTES

Le modèle résout les équations régissantes données dans la section précédente à chaque angle du vilebrequin du cycle moteur.

La résolution de l'équation de Reynolds se fait numériquement par différence finie schémas centré, puis analytiquement.

Le modèle numérique est utilisé pour évaluer le modèle analytique.

3.2.1- Résolution de l'équation de Reynolds analytiquement

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielle du second ordre de type elliptique dont l'inconnu principal est la pression.

La valeur de la pression dépend de la géométrie du contact et de sa cinématique, et des conditions aux limites sur la pression retenue lors de la résolution de l'équation.

Les suppositions de l'étude sont :

- Le milieu est continu : l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans une zone où il y a rupture du film ;
- Le fluide est newtonien : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles aux taux de cisaillement ;
- L'écoulement est laminaire : dans le cas contraire, il faudra utiliser une équation autre que l'équation de Reynolds ;
- Les forces massiques extérieures dans le fluide 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 ; ainsi, sur les parois, la vitesse du fluide est égale à celle des parois ;
- La courbure générale du film est négligée ;
- La masse volumique du fluide est constante, ce qui, en lubrification hydrodynamique, est pratiquement le cas pour tous les liquides ;

- L'épaisseur du film est très faible devant la largeur et la longueur du contact ; le rapport entre ces grandeurs doit être de l'ordre de 10^{-3} . C'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique, si cette hypothèse n'est pas vérifiée, l'équation de Reynolds ne peut s'appliquer.

Une description plus complète de tous ces aspects spécifiques du modèle peut être trouvée dans [19].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial}{\partial x} (h_T - \sigma \phi_s) \quad (3.2)$$

L'équation de Reynolds qui s'applique au système est donnée par L'Eq (3.2), en intégrant l'équation (3.2) et en appliquant la condition (3.11) on aura (3.16) :

$$\int_{x'}^{x_i} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{U \mu_m}{2 \phi_x h^3} \int_{x'}^{x_i} \frac{\partial}{\partial x} (h_T - \sigma \phi_s)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x}(x') = \frac{U}{2} \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} (h_T x_i - \sigma \phi_s x_i) - \frac{U}{2} \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} (h_T x' - \sigma \phi_s x') \quad (3.16)$$

En intégrant (3.16) une deuxième fois et en appliquant la condition (3.10) on aura (3.17) :

$$-\int_x^{x_i} \frac{\partial p}{\partial x}(x') = \frac{U}{2} \int_x^{x_i} \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} (h_T x_i - \sigma \phi_s x_i) - \frac{U}{2} \int_x^{x_i} \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} (h_T x' - \sigma \phi_s x')$$

On obtient finalement l'expression de la pression hydrodynamique entre la surface du segment et la chemise :

$$p(x) = \frac{U}{2} (h_T x_i - \sigma \phi_s x_i) \cdot I_1(x) - \frac{U}{2} (h_T - \sigma \phi_s) \cdot I_2(x) + P_2 \quad (3.17)$$

Avec :

$$I_1(x) = \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} (x_i - x)$$

$$I_2(x) = \frac{\mu_m}{\phi_x h^3} \left(\frac{x_i^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right)$$

3.2.2- Résolution de l'équation de Reynolds numériquement

La méthode des différences finies consiste à approximer les dérivées de l'équation de Reynolds au moyen des développements de Taylor, et se déduit directement de la définition de la dérivée. Elle est due aux travaux de plusieurs mathématiciens du 18ème siècle (Euler, Taylor, Leibniz...).

Pour simplifier l'équation (3.2) durant le calcul numérique, le terme (3.18) sera entré dans l'équation de Reynolds :

$$\phi_c = \frac{\partial h_T}{\partial x} \quad (3.18)$$

L'équation (3.2) devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{dp}{dx} \right) = 6U\phi_c \frac{\partial h}{\partial x} + 6U\sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \quad (3.19)$$

De plus, le facteur de contact ϕ_c pour une distribution Gaussienne de la rugosité et donnée par [19] :

$$\phi_c = -0.005 H_\sigma^4 + 0.007 H_\sigma^3 - 0.34 H_\sigma^2 + 0.7 H_\sigma + 0.49 \quad (3.20)$$

Le maillage de l'équation (3.19) est construit en introduisant $N + 1$ nœuds x_i avec $i = 0, 1, \dots, N$, régulièrement espacés avec un pas Δx . La quantité P_i désignera la valeur de la fonction $P(x)$ au nœud x_i . L'équation à résoudre s'écrit, sous forme discrète en chaque nœud x_i . Approximons la dérivée seconde de P au moyen d'un schéma centré nous donne :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \frac{h^3}{\mu_m} \left(\frac{P_{i+1} - P_{i-1}}{2\Delta x} \right) + \phi_x \frac{3h^2}{\mu_m} \frac{\partial h}{\partial x} \left(\frac{P_{i+1} - P_{i-1}}{2\Delta x} \right) + \phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \left(\frac{P_{i+1} - 2P_i + P_{i-1}}{2\Delta x} \right) \\ = 6U\phi_c \frac{\partial h}{\partial x} + 6U\sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \end{aligned}$$

Après quelques manipulations on aura le système (3.21) :

$$AP_{i-1} - BP_i + CP_{i+1} - D = 0 \quad (3.21)$$

Avec :

$$A = \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \frac{h^3}{\mu_m} \frac{1}{2\Delta x} + \phi_x \frac{3h^2}{\mu_m} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{1}{2\Delta x} + \phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{1}{(\Delta x)^2}$$

$$B = 2\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{1}{(\Delta x)^2}$$

$$C = -\frac{\partial \phi_x}{\partial x} \frac{h^3}{\mu_m} \frac{1}{2\Delta x} - \phi_x \frac{3h^2}{\mu_m} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{1}{2\Delta x} + \phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{1}{(\Delta x)^2}$$

$$D = 6U\phi_c \frac{\partial h}{\partial x} + 6U\sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x}$$

La matrice obtenue est tridiagonale et chacun de ses blocs est tridiagonal. La résolution du système (3.21) peut s'effectuer par une méthode itérative matricielle (méthode de Gauss-Seidel dans notre cas).

3.2.3- Calcul du débit d'huile

Le débit d'huile volumique qui s'écoule entre la surface du segment et celle de la chemise peut être calculer comme suit :

$$Q(x) = \int_0^h u(y)dy$$

En utilisant la composante de la vitesse du fluide u dans la direction x de la relation (I.25) de l'annexe I, le débit d'huile s'écrit :

$$Q(x) = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} + \frac{Uh}{2} \quad (3.21)$$

Les effets des aspérités sur l'huile coulant entre les segments et la chemise peuvent devenir significatifs quand l'épaisseur de film d'huile est comparable à l'état de surface, particulièrement autour des points morts, comme proposé par Patir et Cheng [32], pour les surfaces rugueuses, le débit volumique d'huile à n'importe quel endroit x en considérant l'état de surface peut être écrit comme suit :

$$q_x = -\phi_x \frac{h^3}{12\mu_m} \frac{dp}{dx} + \frac{U}{2}(h_T - \sigma\phi_s) \quad (3.22)$$

3.2.4- Calcul de la contrainte tangentielle

Les contraintes de cisaillement dans le fluide sont données par :

$$\tau(x) = \mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0}$$

En utilisant la relation (I.25) de l'annexe I, on déduit la contrainte de cisaillement dans le fluide :

$$\tau(x) = -\frac{\mu U}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \quad (3.23)$$

D'une façon semblable, Patir et Cheng ont développé les facteurs d'effort qui modifient l'effort de cisaillement agissant sur une surface rugueuse dans un écoulement fortement visqueux. L'effort de cisaillement en considérant l'état de surface est exprimé donc comme suit :

$$\tau = \frac{\mu_m U}{h} \{ \phi_f + \phi_{fs}(1 + \sigma') \} + \left\{ \left(\frac{1}{2} + \sigma'^2 \right) \phi_{fp} h - h_T \sigma' \right\} \frac{dp}{dx} \quad (3.24)$$

Avec :

$$\sigma' = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 \quad (3.25)$$

Et les facteurs correcteurs concernant l'état de surface sont donnée par :

$$\Phi_{fp} = 1 - 1.4e^{-0.66\left(\frac{h}{\sigma}\right)} \quad (3.26)$$

$$\Phi_{fs} = \begin{cases} \left\{ \left(\frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 \right\} \times \left\{ 11.1 \left(\frac{h}{\sigma} \right)^{2.31} e^{-2.38\left(\frac{h}{\sigma}\right) + 0.11\left(\frac{h}{\sigma}\right)^2} \right\} & \text{pour } 0.5\sigma \leq h \leq 7\sigma \\ 0 & \text{pour } h > 7\sigma \end{cases} \quad (3.27)$$

$$\Phi_f = \begin{cases} \left\{ \frac{35}{32} Z \left\{ (1 - Z^2)^3 \text{Log}[300(Z + 1)] \right\} + \frac{35}{32} Z \left(\frac{-55 + Z \left(132 + Z \left(345 + Z \left(-160 + Z \left(-405 + Z(60 + 147Z) \right) \right) \right) \right) \right) \right)}{60} \right\} & \text{pour } H_\sigma \leq 3 \\ \left\{ \frac{35}{32} Z \left\{ (1 - Z^2)^3 \text{Log} \left[\frac{Z + 1}{Z - 1} \right] + \frac{Z}{15} [66 + Z^2(30Z^2 - 80)] \right\} \right\} & \text{pour } H_\sigma > 3 \end{cases} \quad (3.28)$$

$$Z = \frac{H_\sigma}{3} \quad (3.29)$$

3.3- EFFETS DE LA TEMPERATURE SUR LA LUBRIFICATION

L'hypothèse d'une viscosité constante en tout point de l'écoulement dans le contact segment chemise est écartée, car on sait que la température de la chemise est variable. La répartition de température à l'intérieur du film peut être obtenue en résolvant simultanément l'équation de l'énergie et l'équation de Reynolds dans le contact.

3.3.1- Dépendance de la viscosité envers la température

La plupart des fluides changent de viscosité lorsque la température change. Pour les lubrifiants du moteur utilisé dans ce modèle, la viscosité cinématiques change exponentiellement avec la température et peuvent être calculé par l'équation de Vogel [41].

$$v(T_m) = Ke^{\left(\frac{\theta_1}{\theta_2 + T_m}\right)} \quad (3.30)$$

Ou :

v : Est la viscosité cinématique en (cSt) ;

T_m : Température au sein du film d'huile ;

K : Est une constante en (cSt) ;

θ_1, θ_2 : sont des constante en (°C).

3.3.2- Calcul de la température au sein du film d'huile

Pour calculer la viscosité de l'huile entre segment et chemise, on doit calculer la température au sein du film d'huile.

En prenant que l'écoulement dans le film d'huile est laminaire, l'équation de l'énergie peut être écrite comme suit [40] :

$$\rho C_v u \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.31)$$

ρ : est la masse volumique du fluide ;

C_v : est la chaleur spécifique du fluide ;

u : est la vitesse ;

k : est le coefficient de conductivité thermique.

En intégrant l'équation (3.31) de 0 à h dans la direction y et en considérant la chaleur créée par le contact des aspérités à y=h, l'équation d'énergie devient :

$$\rho C_v \int_0^h u \frac{\partial T}{\partial x} dy = k \int_0^h \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy + \int_0^h \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} dy + D \quad (3.32)$$

Avec D est la chaleur produite par l'interaction des Aspérités.

$$D = \alpha P U \left(\frac{A_a}{A_c} \right) \quad (3.33)$$

α : est le coefficient de frottement ;

A_a : Contact apparent de la surface de contact.

La température moyenne et la vitesse moyenne sont données par :

$$T_m(x) = \frac{1}{h} \int_0^h T dy \quad (3.34)$$

$$u_m(x) = \frac{1}{h} \int_0^h u dy \quad (3.35)$$

En prenant que la distribution de la température dans le film d'huile comme une fonction parabolique, on a :

$$T = ay^2 + by + c \quad (3.36)$$

$$T_{(y=0)} = T_1 \quad , T_{(y=h)} = T_2 \quad (3.37)$$

En remplaçant l'équation (3.34) et (3.35) dans (3.37) on aura :

$$T = 3(T_2 - 2T_m + T_1) \left(\frac{y}{h}\right)^2 + 2(3T_m - T_2 + 2T_1) \left(\frac{y}{h}\right) + T_1 \quad (3.38)$$

En supposant qu'il n'y pas une grande variation de température entre T_1 et T_2 on aura finalement [40] :

$$T = 3(2T_c - 2T_m) \left(\frac{y}{h}\right)^2 + 2(3T_m + T_c) \left(\frac{y}{h}\right) + T_c \quad (3.39)$$

Avec T_c est la température de la chemise.

L'équation qui donne la température du film d'huile est obtenue en remplaçant (3.34) , (3.35) , (3.39) ainsi que (3.24) dans (3.32).

$$\begin{aligned} \rho C_v \frac{\partial T_m}{\partial x} \left\{ \frac{U}{2} (h_T - \sigma \phi_s) - \phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} \\ = k \frac{6}{h} (2T_c - 2T_m) + \frac{\mu_m U}{h} \{ \phi_f + \phi_{fs} (1 + \sigma') \} \\ + U \left\{ \left(\frac{1}{2} + \sigma'^2 \right) \phi_{fp} h - h_T \sigma' - \frac{h_T - \sigma \phi_s}{2} \right\} \frac{dp}{dx} + \phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \\ + D \end{aligned} \quad (3.40)$$

La température au sein du film d'huile est calculée avec la méthode de Runge-Kutta d'ordre 2.

3.3.3- Calcul de la température de la chemise

La mesure de la température le long de la chemise est estimée en utilisant la corrélation de Tian [39], cette expression est basée sur la racine carrée de la distance du segment des points morts. Elle est donnée par :

$$T_c(l) = T_{PMH} - (T_{PMH} - T_{PMB}) \left(\frac{l}{S}\right)^{0.5} \quad (3.41)$$

l : est position sur la chemise relative aux PMH ;

S : la course du moteur.

3.4- FORCE DE FROTTEMENT

La force de frottement F exercée par l'huile sur la face du segment dans la direction x , est donnée par la somme de trois composantes, l'une causée par la lubrification mique F_h , une par la lubrification limite F_c , et une autre qui vient du contact segment/gorge de segment F_g . Elle est donnée par la relation :

$$F = F_h + F_c + F_g \quad (3.42)$$

Le frottement dû à la lubrification hydrodynamique s'exprime en intégrant le tenseur de cisaillement :

$$F_h = \int_{x_1}^{x_2} \tau dx \quad (3.43)$$

En remplaçant l'équation (3.24) dans l'équation (3.43) on aura :

$$F_h = \int_{x_0}^{x_i} \frac{\mu_m U}{h} \{ \phi_f + \phi_{fs}(1 + \sigma') \} dx + \int_{x_0}^{x_i} \left\{ \left(\frac{1}{2} + \sigma'^2 \right) \phi_{fp} h - h_T \sigma' \right\} \frac{dp}{dx} dx \quad (3.44)$$

Le frottement dû à la lubrification limite est donnée selon Tian [39] par :

$$F_c = \tau A_c + \alpha W_c \quad (3.45)$$

A_c : est la surface réelle du contact ;

W_c : est la charge créée par les Aspérités entre deux surfaces ;

α : est le coefficient de frottement des matériaux en contact.

Le frottement entre segment et gorge de segment peut être calculé à partir des forces Radiales d'équilibre appliqués sur le segment représenté sur la figure 3-3 :

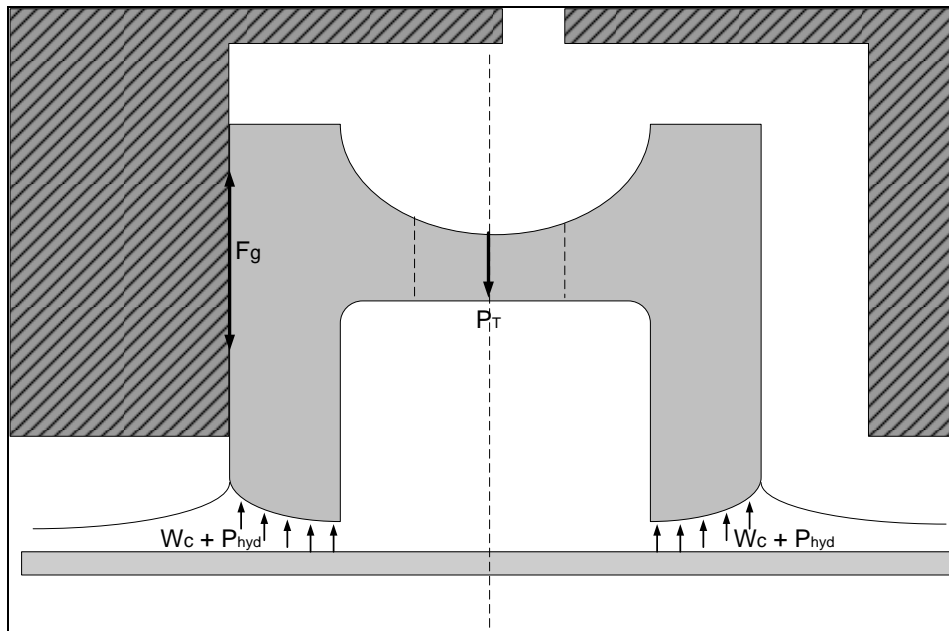


Figure 3-3 : Schémas des forces radiales sur le segment.

$$\sum F_{radiale} = 0$$
$$\int_{x_0}^{x_i} p dx + W_c - (P_T) \left(\frac{b}{3} \right) + F_g = 0 \quad (3.46)$$

P_T : est la tension du segment.

En rassemblant ces équations dans un seul programme, on aura donc un modèle complet qui calcul le contact segment racleur chemise.

CHAPITRE 4 :



RESULTATS ET ANALYSES

Dans le chapitre suivant, les stratégies de la modélisation du frottement et de la lubrification développées dans les chapitres 2 et 3 sont appliquées à un segment racleur d'un moteur diesel, avec comme but la compréhension des différents facteurs intervenant dans ce contact, afin de réduire le frottement et la consommation d'huile et cela pour améliorer l'efficacité du moteur. Des prévisions du modèle sont obtenues pour un moteur de l'S.N.V.I. dont les caractéristiques sont dans le tableau 4.1.

Le segment racleur d'huile, du fait de sa grande exposition à l'usure, est soumis à des températures proches de 160°C . Au cours d'un cycle, l'épaisseur du film d'huile entre ce segment et la chemise varie, de 20 micromètre à mis course plein vitesse à 1 micromètre au voisinage du PMH vitesse bas. Le biseau inférieur " h_1 " assure l'alimentation en l'huile du contact, l'expérience confirme que l'influence de la qualité du rôle assuré par ce segment est considérable sur la consommation de l'huile [19].

Le rôle du racleur est donc la limitation du volume d'huile remontant vers les segments de dessus afin que la quantité d'huile présente sur la chemise soit juste suffisante pour assurer une lubrification du déplacement des segments d'étanchéité face à la chemise. L'huile restante est évacuée par des trous dans le segment racleur et le piston. Un raclage trop important provoque l'usure des segments de-dessus et augmente de la consommation d'huile.

Pour améliorer l'efficacité du segment racleur, qui est pas sujet à une grande influence de la pression des gaz, il faut augmenter la pression de son contact sur la chemise, donc, pour une bande de segment donnée, diminuer délibérément la section du contact ; on est ainsi amené à des sections à étage à deux lèvres conduisant à de grandes pressions radiales.

Le segment à deux lèvres requiert, en principe, des évacuations, la hauteur de chaque portée est de l'ordre de 1,5 mm. Ainsi le décollement éventuel de l'une des lèvres n'entraîne pas celui de la seconde.

Cette mesure apporte l'intérêt supplémentaire d'éviter que, sous l'effet de la pression hydrodynamique créée dans l'huile, le segment ne soit décollé du cylindre. Ainsi un ressort aide au maintien du contact du segment avec le cylindre.

En résumé tous les segments raclent l'huile. Mais pour que la quantité d'huile refoulée soit limitée, il faut que l'huile mise en pression dynamique par le segment du bas puisse s'évacuer

En résumé tous les segments raclent l'huile. Mais pour que la quantité d'huile refoulée soit limitée, il faut que l'huile mise en pression dynamique par le segment du bas, puisse s'évacuer vers le carter au travers de la paroi du piston : il faut dans les fonds en question ménager des trous d'évacuation.

4.1- CARACTERISTIQUE DE L'ETUDE

MOTEUR	F4L912
Nombre de cylindre	4
Cycle	Diesel à 4 temps
Principe de combustion	Injection directe
Cylindrée totale	3770 cm ³
Sens de rotation	Vu sur volant à gauche
Régime nominal max.	3000 tr/min
Vitesse min. de ralenti	600 – 700 tr/min
Ordre d'allumage	1-3-4-2
Alésage	100 mm
Course	120 mm
Compression	20-28 bars
Diamètre piston	99.91 mm
Hauteur gorge du segment	5 mm
Epaisseur du segment	3 mm
Jeu à la coupe	0.25 mm
Ouverture libre du segment	12 mm
Tension du segment	0.176 MPa
Longueur de la course	265 mm
Alésage d'axe du piston	35 mm
Pression avant segment	1.195 MPa
Pression après segment	0.160 MPa
Coefficient de frottement	0.1
Module d'élasticité du segment	120 GPa
Module d'élasticité de la chemise	84 GPa

TAB. 4.1- différents paramètres du moteur S.N.V.I.

Le but de ce travail est d'étudier les effets de l'état de surface sur la lubrification du contact, le tableau 3.2 récapitule les finitions des deux surfaces utilisées dans le calcul. Ce tableau récapitule les paramètres qui influent sur les facteurs d'écoulement mis par Patir et Cheng [32], et qui se base sur le modèle de Greenwood et Tripp [33] pour les surfaces rugueuse.

	SEGMENT		CHEMISE
$\sigma [\mu m]$	1.7	1.3	1.3
$\beta [\mu m]$	29.2	27.6	27.6
$\eta \times 10^{10} [\mu m]$	2.10	2.50	2.50

TAB. 4.2- caractéristique des surfaces utilisées.

Le dimensionnement du segment nous permet de déterminer la pression exercée sur la chemise, cette pression est due à l'élasticité propre du segment.

Au voisinage du PMH, lors des démarrages à froid a pleine charge, la température de l'huile encore froid évite une forte usure qui mène au gommage du segment, sachant que la viscosité d'une huile diminue avec l'augmentation de la température, le meilleur choix de celle-ci évite donc une grande perte. Pour cela, dans notre étude nous allons utiliser deux huiles, la première est monograde et la deuxième est multigrade pour voir l'influence de variation de la viscosité sur la pression dans le film d'huile.

La variation de la viscosité de l'huile le long de la chemise est calculée par la relation de Vogel(3.30), les propriétés des huiles utilisées sont données dans le tableau 3.3.

	SAE 40	SAE 10W40
K (cSt)	0.0352	0.00555
θ_1 (C°)	1658.88	2393.66
θ_2 (C°)	163.84	193.88
C_v (J/kg.K)	2000	2200
ρ (kg/m ³)	900	880
k (W/m.K)	0.143	0.52

TAB. 4.3- caractéristique des huiles utilisées.

Cette classification de la viscosité est basée sur une norme de la " Society of Automotive Engineers ", norme SAE J 300.

En service, les faces extérieures d'un segment à section parfaitement rectangulaire subit, du fait d'un couple et de son déplacement par rapport à la chemise, une usure qui, s'exerçant principalement sur les arêtes supérieure et inférieure, lui confère une forme bombée. Cette usure est réalisée par un rodage du moteur bien étudié, Il est de règle pour un moteur neuf ou lorsqu'on a changé le segment de faire un rodage, Le but d'un rodage correctement réalisé devra conduire à l'obtention d'une chemise dont la surface présente des aspérités aiguës arasées, et subsiste des cavités d'huile réparties de manière uniforme sur la face interne de la chemise. Cette mise en concordance des pièces par une usure contrôlée visera dans un minimum de temps à :

- L'étanchéité des cylindres, en assurant un bon contact du segment sur la chemise afin d'éviter tout passage de gaz de combustion pouvant entraîner pollution de l'huile du carter, grippage et ou gommage du segment ;

- L'établissement d'un film d'huile aux fins que l'assemblage mécanique puisse fonctionner sous de forte charge ;
- Des pressions de compression correcte et conforme aux prévisions du constructeur. Ceux ci influent de façon notable sur les performances ;
- Une consommation d'huile raisonnable et une usure normale ultérieure et ce pendant toute la vie du moteur.

4.2- ALGORITHME DE CALCUL

La structure globale de l'outil de calcul est illustrée de manière schématique dans la figure 3.1. Ce Schéma de prédiction reçoit en entrée les paramètres du contact :

- la topographie de la surface rugueuse ;
- propriétés physiques du fluide : densité, viscosité cinématique, chaleur massique ;
- les conditions aux limites ;
- paramètres géométriques du contact.

Le code de calcul a été écrit en Matlab, et effectué sur un PC Pentium de fréquence d'horloge 3.21 GHz et une RAM de 2 GHz. Le temps de calcul est de quelques minutes.

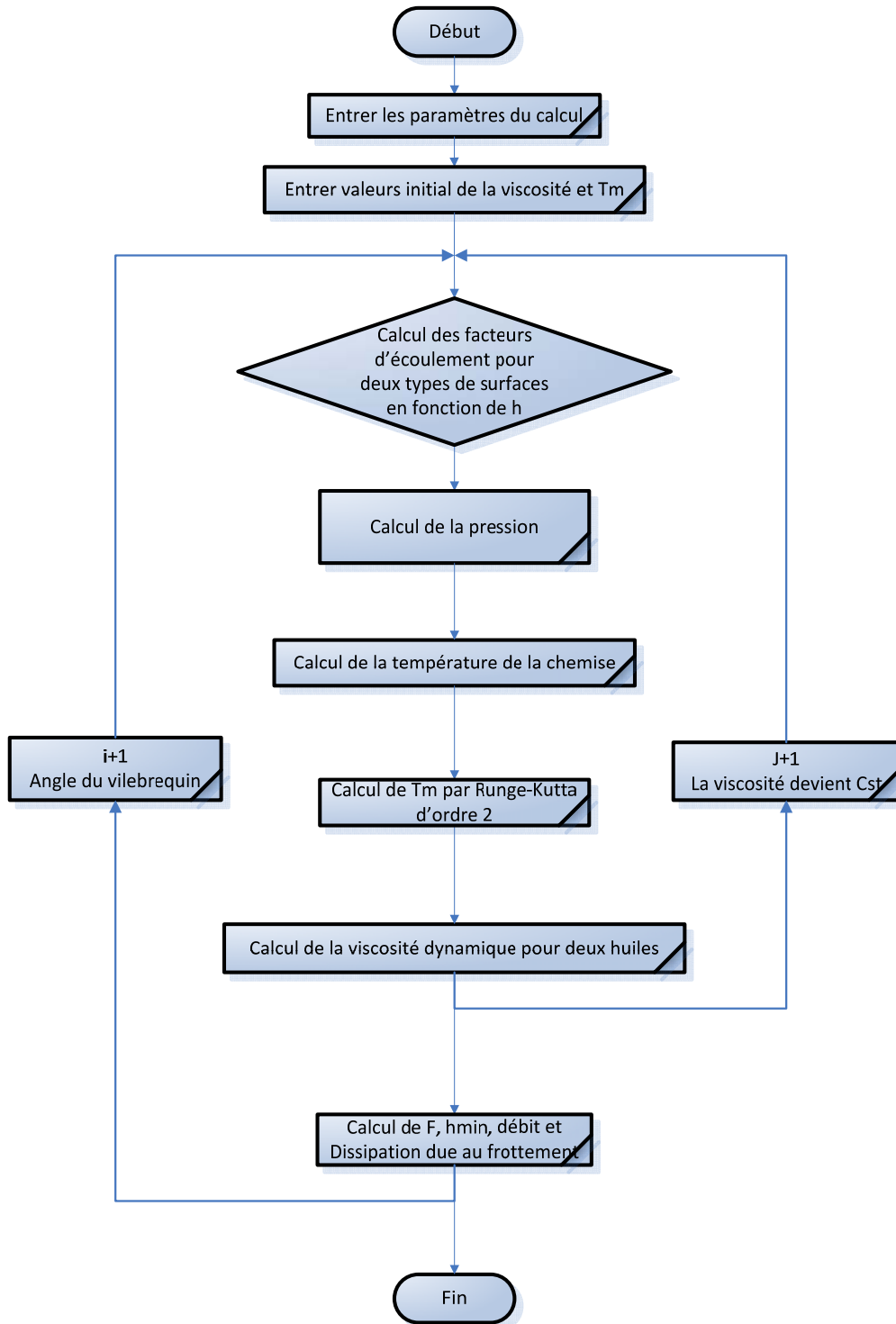


Figure 4-1 : Organigramme du calcul.

4.3- RESULTATS

Les paramètres de calcul que nous avons choisi sont donnés dans les tableaux 4.1-4.2-4.3, et correspondent aux conditions du fonctionnement du moteur aux régimes ralenti et accéléré comme montrés dans les figures suivantes :

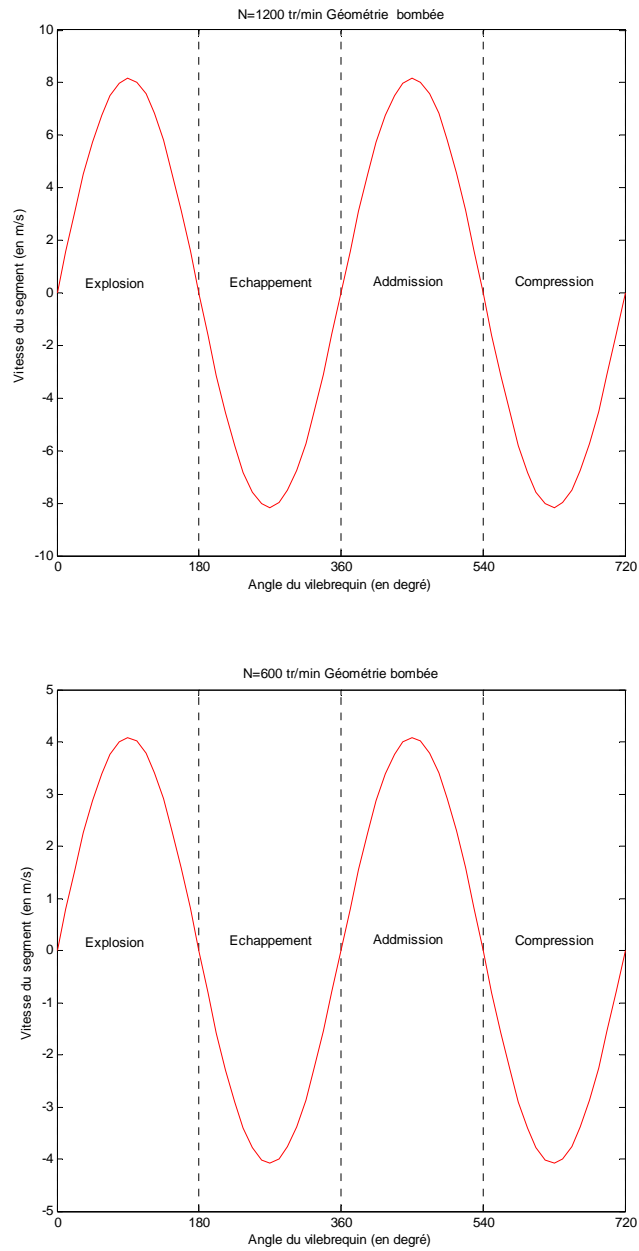


Figure 4-2 : Vitesse du segment pour deux régimes de marche.

4.3.1- Variation de la viscosité du lubrifiant

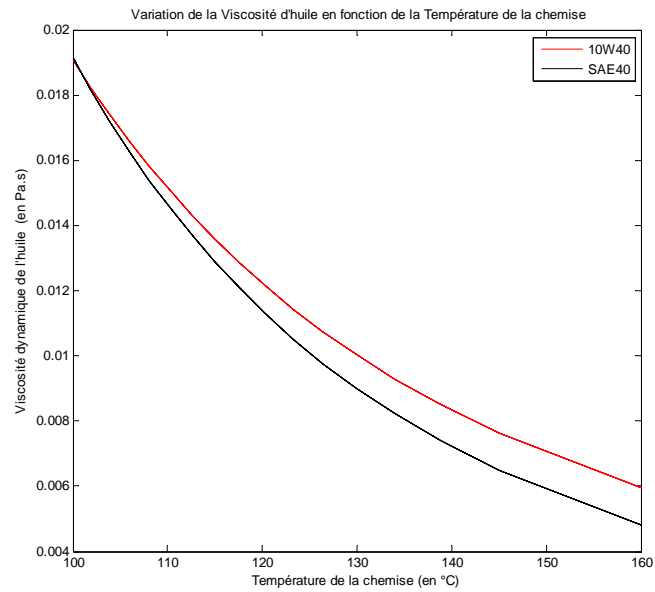


Figure 4-3 : Variation de la viscosité dynamique de deux huiles.

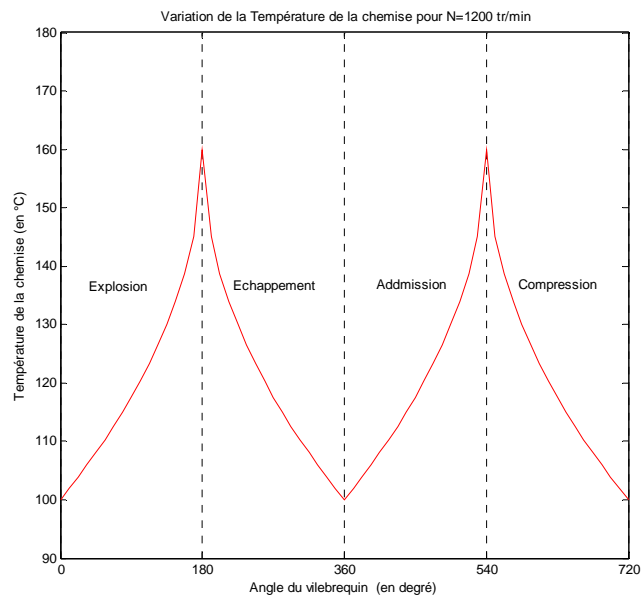
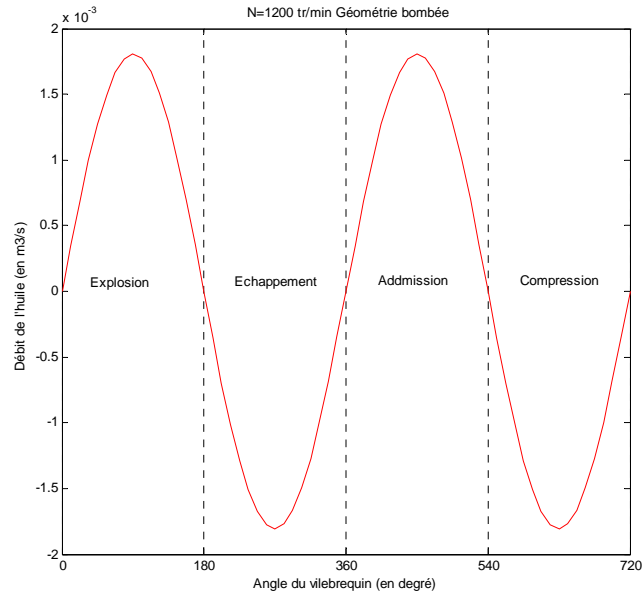
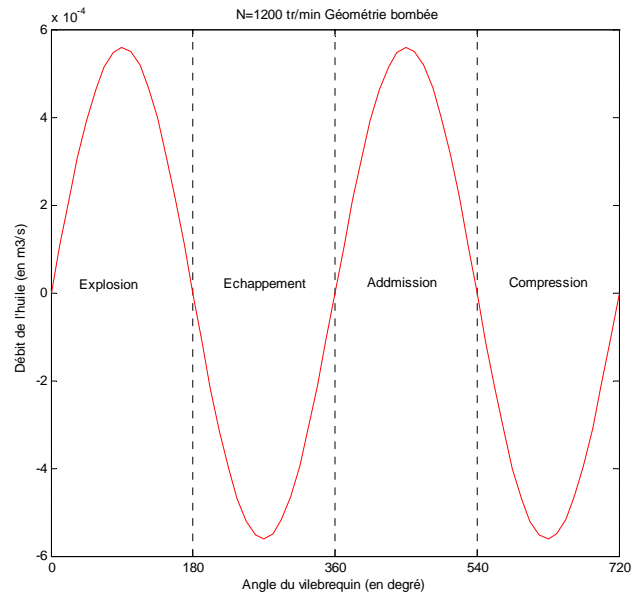


Figure 4-4 : Variation de la température de la chemise le long de la course.

4.3.2- Variation du débit d'huile

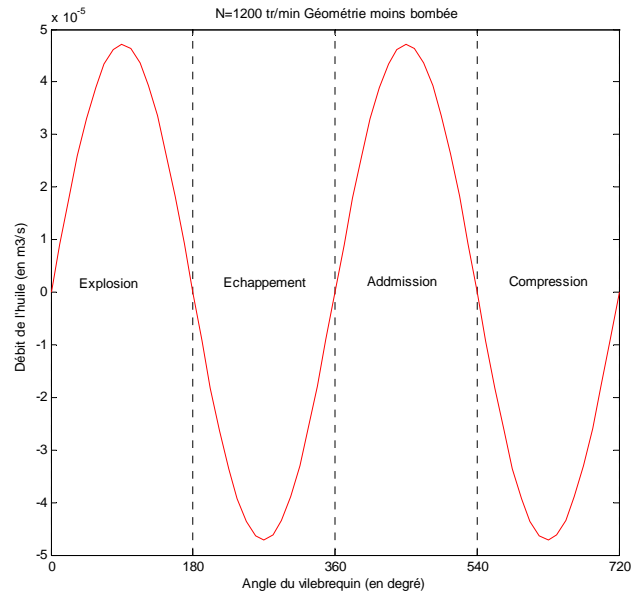


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

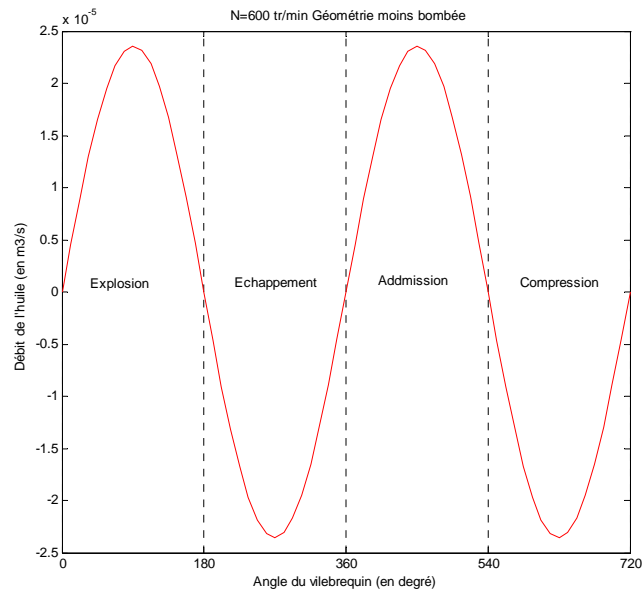


$$\sigma_{segment} = 1.7 \mu m \text{ et } \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-5 : Variation du débit d'huile créé par le segment bombé.



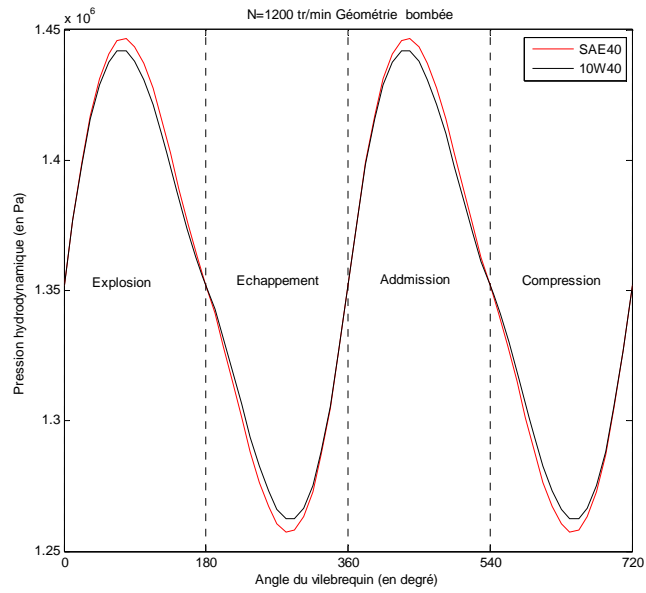
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$



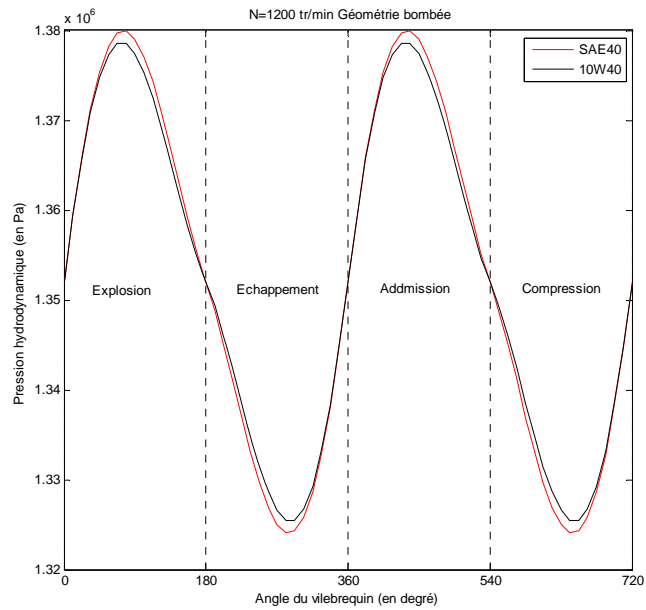
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-6 : Variation du débit d'huile créé par le segment moins bombé.

4.3.3- Variation de la pression hydrodynamique

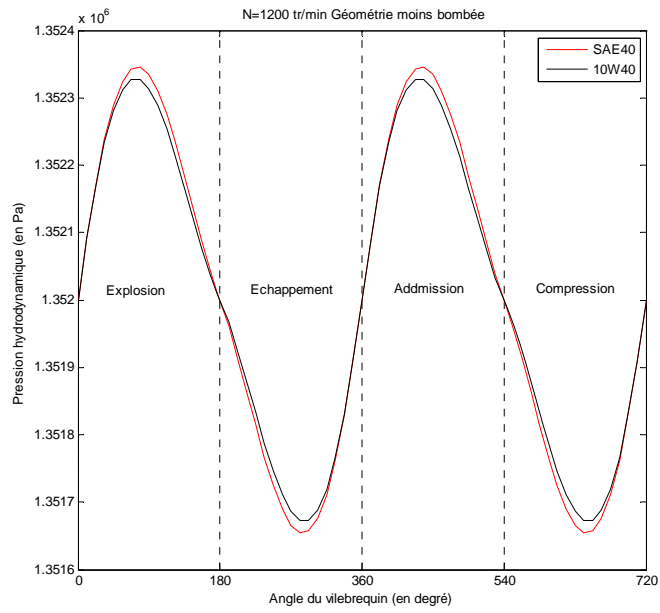


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

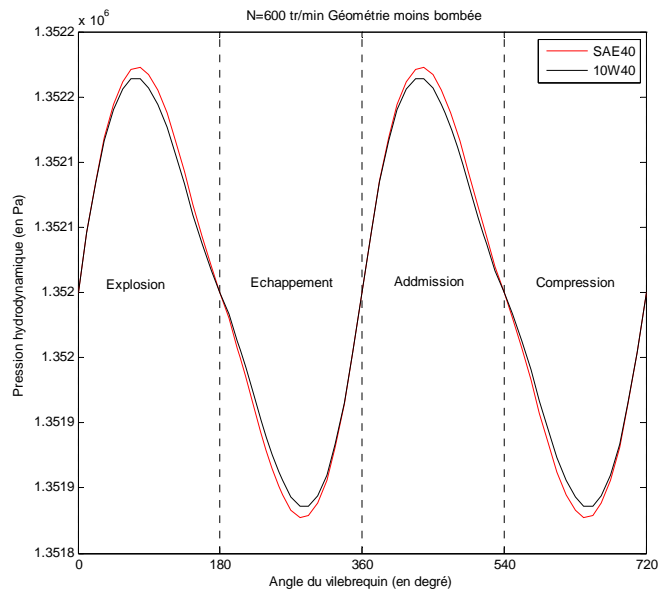


$$\sigma_{segment} = 1.7 \mu m \text{ et } \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-7 : Variation de la pression hydrodynamique le long de la course créée par le segment bombé.



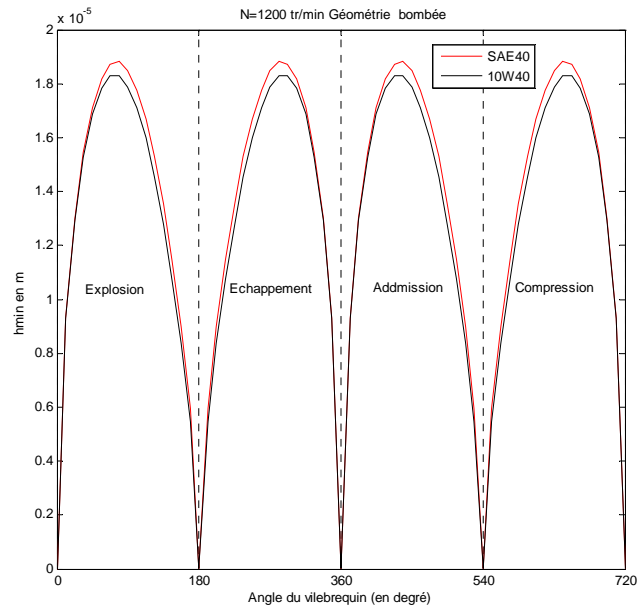
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$



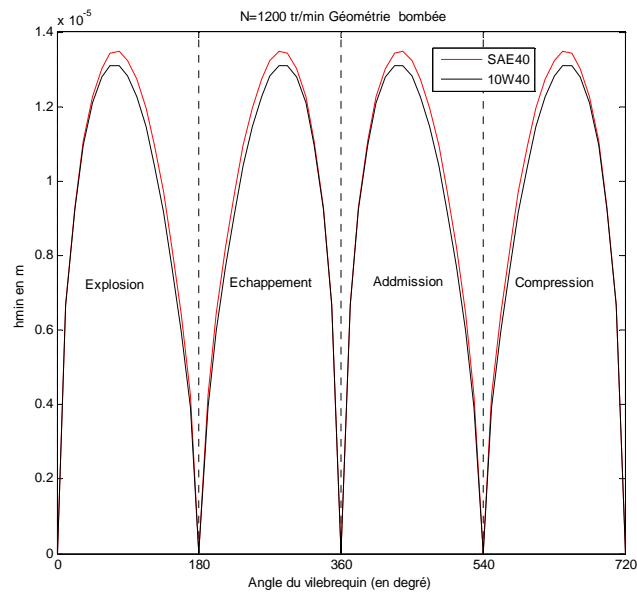
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-8 : Variation de la pression hydrodynamique le long de la course créée par le segment moins bombée.

4.3.4- Variation de l'épaisseur minimale du film d'huile

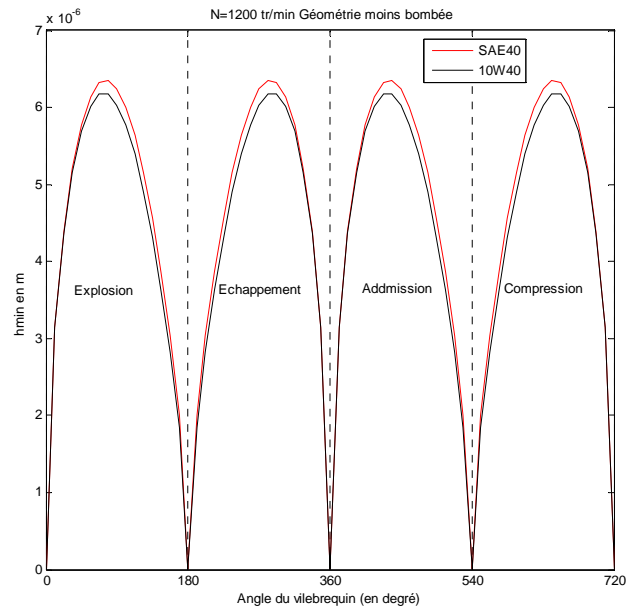


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

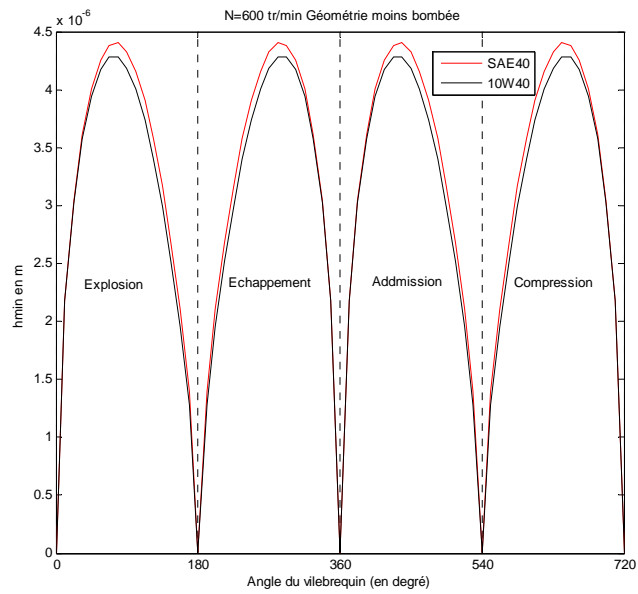


$$\sigma_{segment} = 1.7 \mu m \text{ et } \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-9 : Variation de l'épaisseur minimale du l'huile le long de la course pour le segment bombée.



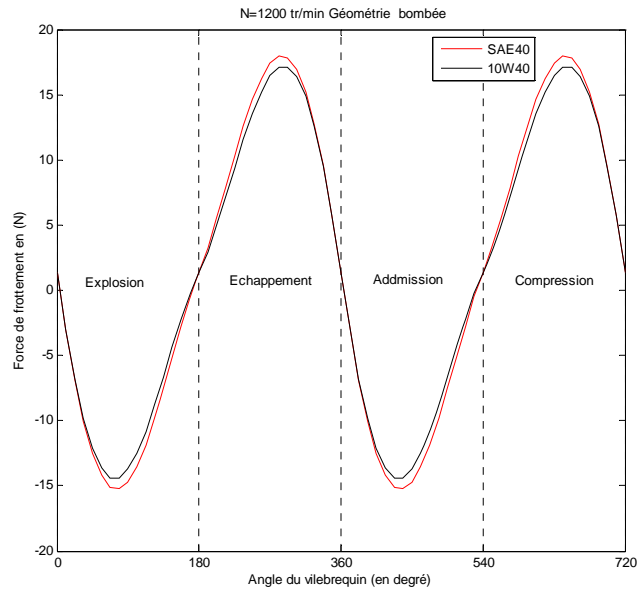
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$



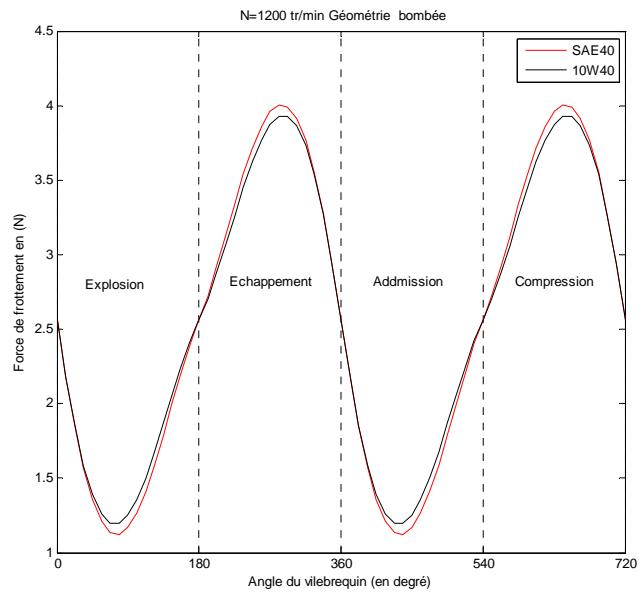
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-10 : Variation de l'épaisseur minimale de l'huile le long de la course pour le segment moins bombé.

4.3.5- Variation de la force du frottement

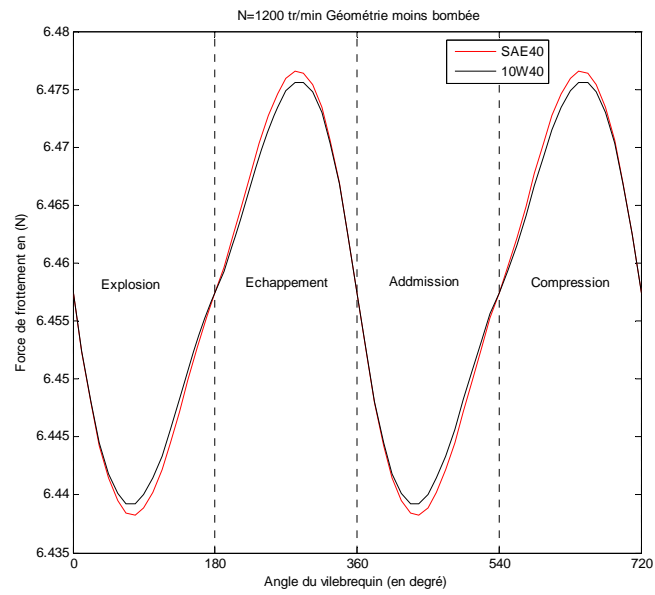


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

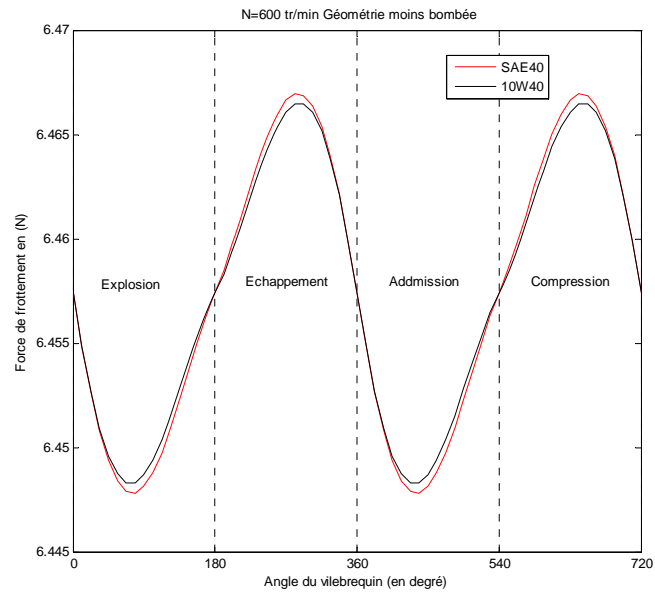


$$\sigma_{segment} = 1.7 \mu m \text{ et } \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-11 : Variation de la force de frottement le long de la course pour le segment bombé.

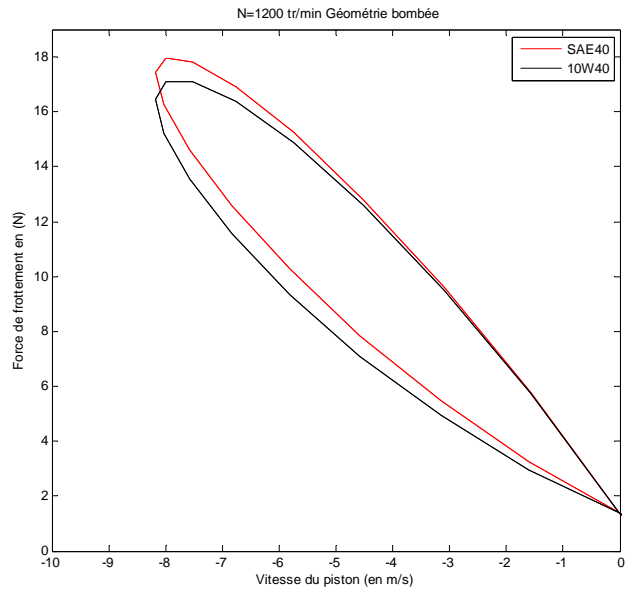


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

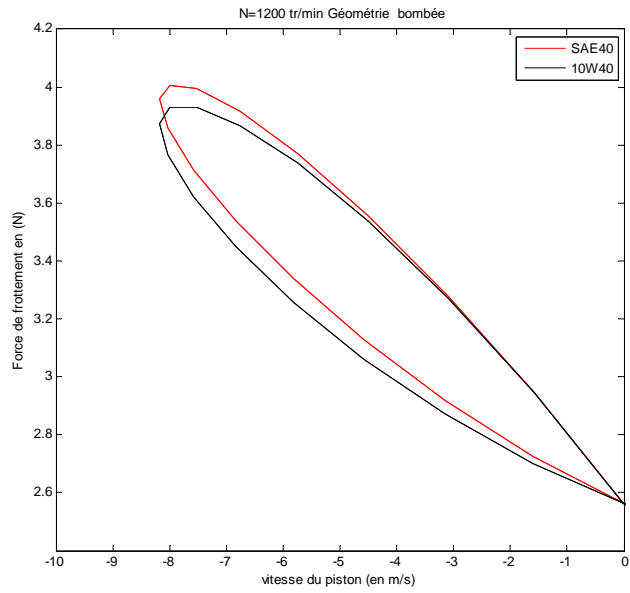


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-12 : Variation de la force de frottement le long de la course pour le segment moins bombé.

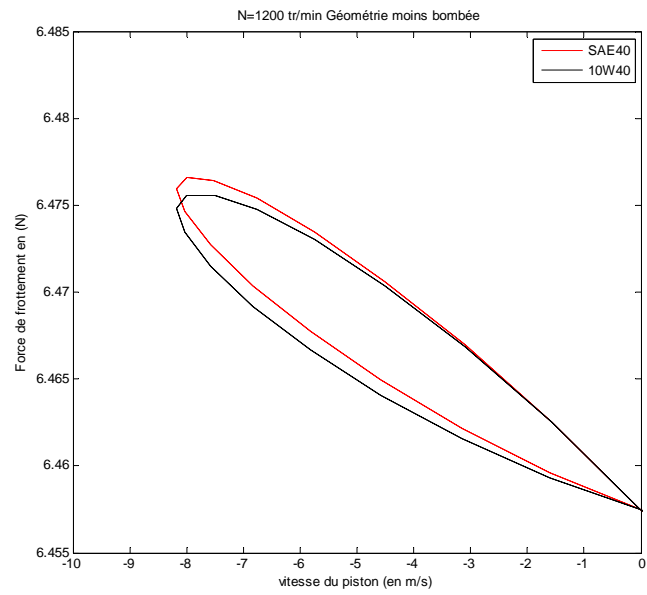


$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

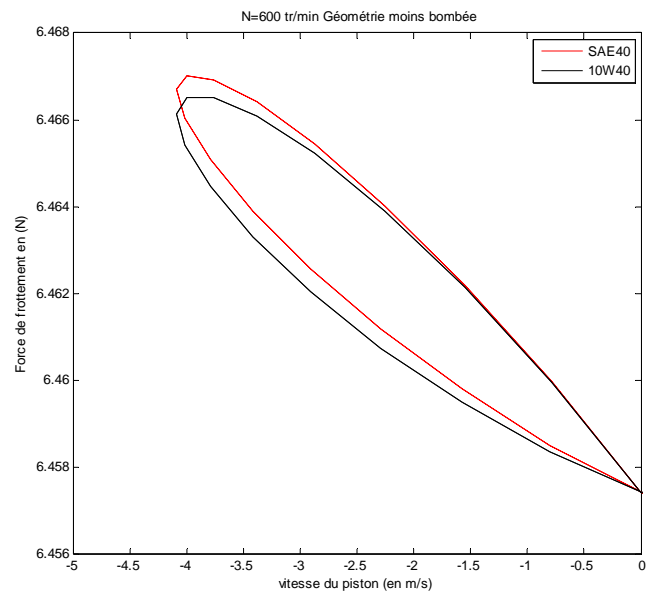


$$\sigma_{segment} = 1.7 \mu m \text{ et } \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-13 : Variation de la force de frottement en fonction de la vitesse du segment bombé.



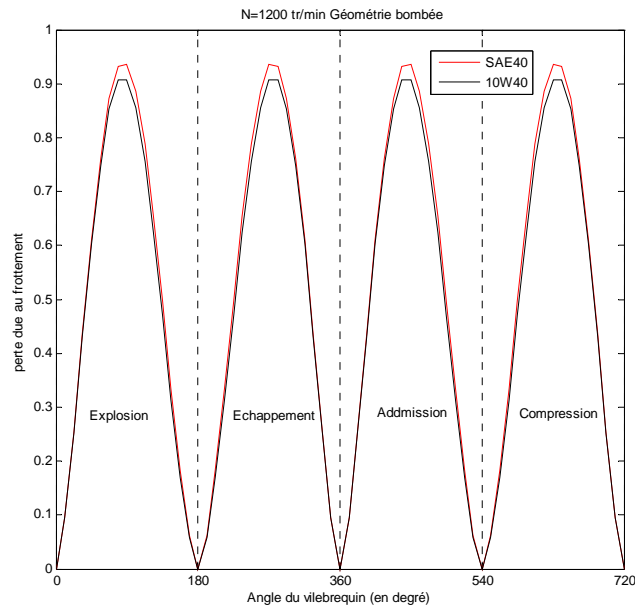
$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$



$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-14 : Variation de la force de frottement en fonction de la vitesse du segment moins bombé.

4.3.6- Variation de la perte due au frottement



$$\sigma_{segment} = \sigma_{chemise} = 1.3 \mu m$$

Figure 4-15 : Variation de la perte due au frottement le long de la course pour un segment bombé.

4.4- ANALYSE DES RESULTATS

Les paramètres de la simulation que nous avons choisis sont donnés dans les tableaux 4.1, 4.2, 4.3. L'outil de calcul nous fournit en tout angle du vilebrequin des caractéristiques intéressantes sur le contact segment racleur/chemise et cela pour deux régimes de fonctionnement, deux huiles, deux formes géométriques du segment, et deux états de surfaces.

Afin de mieux apercevoir l'influence de la rugosité, du profil du segment, du régime de fonctionnement, et de la viscosité de l'huile sur le comportement du contact, nous illustrons les résultats dans les figures précédentes de 4.2 à 4.15 afin de les interpréter facilement.

Suivant les indications des figures 4.3 et 4.4, l'huile multigrade 10W40 a une bonne viscosité à 160 C° par rapport à l'huile monograde SAE40, sa variation par rapport à la température n'est pas si grande que celle remarquée par l'huile monograde, donc elle assure un bon démarrage à froid et un bon comportement à chaud, d'où elle est de meilleure qualité que la SAE40. Mais son inconvénient reste qu'elle est plus chère surtout pour ceux qui font souvent des vidanges.

En ce qui concerne le débit d'huile dans les figures 4.5 et 4.6, paramètre qui s'est révélé crucial pour la consommation d'huile, et qui a fait l'objet de nombreux tests expérimentaux, on voit nettement son influence par rapport à l'état de surface et au profil du segment, ainsi le débit augmente avec une géométrie plus bombée et un état de surface mieux étudié.

La pression hydrodynamique entre segment et chemise est donnée par les figures 4.7, 4.8, cette pression est maximale à mi-course pour l'explosion et l'admission, minimale pour la compression et l'échappement, et cela à cause de l'influence des gaz de combustion sur le film d'huile, nous constatons également que le régime de fonctionnement influe directement sur cette pression, tout comme l'état de surface. Cette dernière qui doit avoir une bonne topographie pour assurer la continuité du film lubrifiant.

Dans les figures 4.9, 4.10, l'épaisseur du film d'huile entre segment et chemise est plus petite aux points morts, et cela à cause de la vitesse du segment, pour ce qui est de l'influence de la rugosité c'est toujours le cas, mais pour la viscosité, cette fois on voit que l'huile monograde établit une épaisseur plus grande que celle du multigrade, et cela est dû à la densité de cette dernière qui est plus faible que la première.

La force de frottement exercée par l'huile sur le segment est illustrée par les figures 4.11, 4.12, cette force est minimale pour des configurations plus bombées dans les points morts, et maximale à mi-course, on constate également que cette force est grande pour l'huile monograde, et cela est dû à l'épaisseur du film d'huile qui est plus grande donc un effort de plus.

Pour les figures 4.13, 4.14, on voit l'influence de la vitesse du segment sur la force de frottement, qui plus elle augmente plus la force de frottement augmente. Et même chose pour la géométrie qui joue un rôle déterminant sur le frottement. Dans la figure 4.15, nous pouvons enfin prédire l'influence du frottement sur les capacités du moteur et nous voyons les endroits les plus dissipatifs sur la chemise.

En conclusion, les résultats obtenus montrent que divers facteurs interviennent dans la lubrification du contact segment racleur/chemise et qui influencent directement sur les performances du moteur. Donc pour obtenir un résultat satisfaisant, il importe que la viscosité de l'huile utilisée soit bien adaptée. Ceci implique que, malgré l'échauffement que provoque la combustion, la température de l'huile doit rester modérée. Au total, la consommation d'huile et le frottement dépendent d'un bon compromis entre :

- L'huile qui doit être bien choisi ;
- Une bonne rugosité par le choix d'une bonne texture ;
- et finalement la concordance géométrique du segment qui doit être bien adapté.



CONCLUSION ET PERSPECTIVE

L'objectif de ce travail était, l'étude et la compréhension de la lubrification du contact segment racléur/chemise d'un moteur à combustion interne via des analyses de surface, de viscosité et de géométries du contact, un modèle théorique a été développé afin de comprendre les facteurs qui influent sur le frottement et la consommation d'huile, qui à leurs tour influent directement sur les émissions du moteur.

Une perspective historique a été présentée en premier, afin de fournir l'origine et l'évolution des segments depuis la Révolution Industrielle. L'impact des différentes conditions de fonctionnement entrant aujourd'hui dans le moteur à combustion interne, et contribuant au frottement des segments.

Nous avons développé dans le chapitre 3 un modèle pour examiner l'influence de la rugosité (au sens large) sur l'écoulement d'un fluide visqueux à l'intérieur d'un contact hydrodynamique. Nous avons ensuite étudié et appliqué des méthodes numériques de résolution pour les équations de Reynolds (pression) et de l'énergie (température), en travaillant avec les différences finies et Range-Kutta. Parmi les deux méthodes de résolution de l'équation de Reynolds, nous avons choisi de continuer le calcul par la méthode analytique vu le temps énorme que prenait la méthode numérique. Nous disposons ainsi d'un outil prêt à être mis en œuvre pour la classification des différents paramètres entrants dans ce contact.

En plus des effets de la topologie des surfaces et de la viscosité des huiles, l'influence de la géométrie du segment sur le développement du champ de pression et la portance ont été montrées, d'où leurs grand rôle pour assurer l'étanchéité de la chambre de combustion. On constate également une déformation du profil de pression lorsque les géométries varient. Le triplet développe des pressions moins élevées pour des petites pentes avec l'inconvénient d'une épaisseur de film d'huile plus ou moins faible par rapport à celle induite pour des pentes grandes. On peut donc conclure (même pour des inclinaisons relativement peu importantes) que l'inclinaison des parois a une importance très significative sur la génération de pressions dans le film lubrifiant.

Même si notre modèle se propose de rester le plus générique possible (en vue d'autres applications), tenant compte de la complexité des phénomènes à l'intérieur du contact, plusieurs hypothèses simplificatrices sont faites. Il faut rappeler que le but du modèle n'est pas de donner une mesure exacte du frottement réel entre segment et chemise, mais une estimation représentative pour la surface étudiée ; cette estimation permettra ensuite de la comparer, en

termes de frottement par exemple, à d'autres surfaces, et plus particulièrement à la surface de référence ou aux surfaces utilisées actuellement en service.

Comme chaque étude de recherche, ce sujet est loin d'être fini et soulève au moins autant d'idées et de questions qu'il n'en résout. Nous allons diviser ces futurs développements en trois classes. D'abord, les outils et les résultats de ce travail ne sont pas entièrement exploités ; il faudra donc poursuivre les efforts dans ce sens. Ensuite, il y a un certain nombre d'améliorations qui peuvent être apportées aux outils et algorithmes existants, tels qu'ils ont été définis. Enfin, il y a les évolutions plus fondamentales des modèles développés afin de mieux servir les objectifs de l'étude.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- Degobert P., "Réduction des émissions dues au moteur", Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B 2710, 2006.
- 2- Degobert P., "Réglementations des véhicules automobiles", Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B 2710, 2006.
- 3- Masjuki H.H., Maleque M.A., Kubo A., Nonaka T., "Palm Oil and Mineral Oil Based Lubricants-Their Tribological and Emission Performance", Tribology International, Volume 32, pp. 305-314, 1999.
- 4- Boughedaoui M., Kerbachi R., André M., "Car fleet characterization and kinematics used in Algeria. A preliminary approach," Transport and Air pollution, Graz, Austria 31 – 2 June 1999.
- 5- Andersson P., Tamminen J., Sandström C. E., "Piston Ring Tribology. A literature survey", Espoo. VTT Tiedotteita – Research Notes 2178, 105 p, 2002.
- 6- Clos C., "Technologie des Moteurs Alternatifs à Combustion Interne", Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B 2800, 2003.
- 7- Garrett T.K., Newton K., Steeds W., "The Motor Vehicle Thirteenth Edition", Butterworth-Heinemann, 2001.
- 8- "US Army Mechanic Course – Principles of Internal Combustion Engines Eighth Edition", Sub course N^o. OD1619, US Army Correspondence Course Program, 2002.
- 9- Monteil G., Lebeaud C., "Réduction des frottements dans le contact segment-piston-chemise d'un Moteur Thermique, contribution à l'amélioration du Rendement", L'Ingénierie Automobile, Pg. 46, 1998.
- 10- Taylor C.M., "Automobile Engine Tribology - Design Considerations for Efficiency and Durability", Wear, Volume 221, Pg. 1-8, 1998.
- 11- Priest M., Taylor C.M., "Automobile Engine Tribology - Approaching the Surface", Wear, Volume 241, pp. 193-203, 2000.
- 12- Delaet M., "Thermal Sprayed Piston Ring Coatings for tomorrow's Heavy Duty Engines", Surface and Coatings Technology, Volume 14, 1998.
- 13- Takatsugu I., "The Transition of Materials and Surface Treatments for Piston Rings", Japanese Journal of Tribology, Volume 48, 2003.
- 14- Friedrich C., Berg G. "PVD Cr_xN coatings for tribological application on piston rings", Surface and Coatings Technology, Volume 10, Pg. 661-668, 1997.

- 15- Piao S., Gulwadi D., "Numerical Investigation of Axial Cylinder Bore Profiles on Piston Ring Radial Dynamics", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Volume 125, 2003.
- 16- Tamminen J., Sandstrom C., Andersson P., "Influence of Load on the Tribological Conditions in Piston Ring and Cylinder Liner Contacts in a Medium-Speed Diesel Engine", *Tribology International*, Volume 39, 2006.
- 17- Montmitonnet P., "Modélisation du Contact Lubrifié- Exemple de la mise en forme des Métaux", *Mécanique et Industries*, Pg. 621-637, 2000.
- 18- Yilmaz E., "Sources and Characteristics Of Oil Consumption In A Spark-Ignition Engine", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, September 2003.
- 19- Jocsak J., "The Effects of Surface Finish on Piston Ring-pack Performance in Advanced Reciprocating Engine Systems", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, June 2005.
- 20- Caciuc C. A., "Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques", thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, mai 2006.
- 21- Leonid A. P., "Cylinder Lubrication and Feed Control in Relation to Low-Speed, Cross-Head Engine Load and Speed", *Lubrication Engineering*, 1998.
- 22- Visscher M., Dowson D., Taylor C.M., "The Profile development of a Twin-Land Oil Control Ring during Running-In", *Journal of Tribology*, Volume 120, 1998.
- 23- Dowson D., Economou P.N., Baker A. J. S., "Piston Ring Lubrication – Part I. The Historical Development of Piston Ring Technology", *Energy Conservation through Fluid Film Lubrication Technology: Frontiers in Research and Design*, presented at the winter annual meeting of the ASME, New York, Dec. 2-7, Pg. 1-22, 1979.
- 24- Furuhashi S., "A Dynamic Theory of Piston Ring Lubrication", *Bulletin JSML*, Volume 12, No.7, 1959.
- 25- Rohde S.M., Whitaker K.W., McAllister G.T., "A Study of the Effects of Piston Ring and Engine Design Variables on Piston Ring Friction", *Energy Conservation through Fluid Film Lubrication Technology: Frontiers in Research and Design*, presented at the winter annual meeting of the ASME, New York, Pg. 17-34, Dec. 2-7, 1979.
- 26- Ting L., "A Review of Present Information on Piston Ring Tribology", *SAE Paper 852355*, 1985.
- 27- Hill S.B., Newman B.A., "Piston Ring Designs for Reduced Friction", *SAE Paper 841222*, 1984.
- 28- Jeng Y., "Friction and Lubrication Analysis of a Piston Ring Pack", *SAE Paper 920492*, 1992.

- 29- Cullen A. J., Frodsham M. G., "Reduced Cross Section Compression Rings for Diesel Engines", SAE Paper 971146, 1997.
- 30- Ronen A., Etsion I., Kligerman Y., "Friction reducing surface texturing in reciprocating automotive components. STLE Tribology Transactions", volume 44, Pg. 359-366, 2001.
- 31- Rohde S. M., "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication", Proc Of the 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Westbury House, Pg. 262, 1980.
- 32- Patir N., Cheng H. S., "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," ASME J. Lubrication Technology, volume 100, Pg. 12-17. 1978.
- 33- Greenwood J. A., Tripp J. H., "The Contact of Two Nominally Flat Surfaces", Proc. Inst. Mech. Engrs. , Volume 185, Pg. 625, 1971.
- 34- Han D. C., Lee J. S., "Analysis of the Piston Ring Lubrication with a New Boundary Condition", Tribology International, Volume 31, Pg. 753-760, 1998.
- 35- Cho S. W., Choi S. M., Bae C. S., "Frictional Modes Of Barrel Shaped Piston Rings Under Flooded Lubrication", Tribology International, Volume 33, Pg. 545-551, 2000.
- 36- Taylor R. I., Kitahara T., Saito T., Coy R. C., "Piston Assembly Friction and Wear: The Influence of lubricant Viscometry" Proceedings of International Tribology Conference, Yokohama, 1995.
- 37- Truhan J., Qu J., Blau P. J., "The Effect Of Lubricating Oil Condition On The Friction And Wear Of Piston Ring And Cylinder Liner Materials in a Reciprocating Bench Test", Wear, Volume 259, 2005.
- 38- Truhan J., Qu J., Blau P. J., "A Rig Test to Measure Friction and Wear of Heavy Duty Diesel Engine Piston Rings and Cylinder Liners Using Realistic Lubricants", Tribology International, Volume 38, Pg. 211-218, 2005.
- 39- Tian T., V.W. Wong, J.B. and Heywood, "A Piston Ring Pack Film Thickness and Friction Model for Multigrade Oils and Rough Surfaces", SAE Paper 962032, Also in SAE Trans., J. Fuels Lubricants, 105(4), Pg. 1783-1795, 2002.
- 40- Nakai H., Ino N., Hashimoto H., "Effects of Film Temperature on Piston ring lubrication for Refrigeration Compressors Considering Surface Roughness", ASME Journal of Tribology, Lubrication Technology, volume 120, Pg. 252, 1998.
- 41- Seireg A. A., "Friction and Lubrication in Mechanical Design", Marcel Dekker Inc, 1998.
- 42- Neale M. J., "The Tribology Handbook", Butterworth-Heinemann, 2001.

ANNEXE I

Equation de base de la lubrification hydrodynamique par fluide newtonien

I.1- EQUATIONS GENERALES DE LA MECANIQUE DES FILMS MINCES VISQUEUX

I.1.1- Lois fondamentales de la mécanique des milieux continus

Les équations générales de la mécanique des fluides sont établies à partir des lois de conservation de la mécanique des milieux continus, et de la loi de comportement rhéologique du fluide considéré.

Dans le cas d'un fluide Newtonien et compressible, les équations générales sont les suivantes :

- Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad i = 1,2,3 \quad (I.1)$$

- Equation de fondamentale de la dynamique :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad i,j = 1,2,3 \quad (I.2)$$

- Loi de comportement rhéologique ou équation constitutive :

$$\sigma_{ij} = (-P + \lambda \theta) \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \quad (I.3)$$

$$\text{Avec : } \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{et } \theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}$$

- Equation de conservation de l'énergie :

$$\rho \cdot C_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial i} \right) + \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} \quad (I.4)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} &= 0 && \text{dans le cas d'un solide} \\ \text{Avec : } \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} &= -P \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \phi && \text{où } \phi \text{ est la fonction de dissipation.} \end{aligned}$$

Si le fluide est Newtonien ($\lambda + \frac{2}{3}\mu = 0$), la fonction de dissipation s'écrit :

$$\phi = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 \right] \quad (I.5)$$

Avec :

- x_i, t variable d'espace et de temps ;
- u_i composantes de la vitesse d'une particule fluide ;
- f_i forces massiques extérieures "gravité,..."
- σ_{ij} tenseur de contraintes ;
- ε_{ij} tenseur de taux de déformation ;
- C_p chaleur massique à pression constante ;
- K coefficient de conductibilité thermique du fluide ;
- ρ masse volumique du fluide ;
- P pression ;
- T température du fluide ;
- λ, μ coefficient de Navier ;
- δ_{ij} symbole de Kronecker

$$\delta_{ij} = 0 \quad \text{si } i \neq j, \quad \delta_{ij} = 1 \quad \text{si } i = j$$

I.1.2- Equation de Navier-Stokes

En regroupant l'équation (I.3) dans l'équation (I.2) et en négligeant les forces massiques extérieures, on obtient les équations de Navier :

$$\rho \cdot \frac{du_i}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial x_i} \quad (I.6)$$

$$\text{Avec : } \frac{du_i}{dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

I.2- Equation de la mécanique des films minces visqueux

En mécanique des films minces visqueux, la dimension suivant l'épaisseur du film (x_2) est très faible par rapport aux deux autres dimensions du contact (fig. I.1) ce qui permet, pour déterminer l'ordre de grandeur des différents termes de l'équation (I.6) d'écrire :

$$\bar{x}_1 = \frac{x_1}{L}, \quad \bar{x}_2 = \frac{x_2}{H}, \quad \bar{x}_3 = \frac{x_3}{L}, \quad \bar{t} = \frac{t.V}{L}, \quad \bar{u}_1 = \frac{u_1}{V}, \quad \bar{u}_2 = \frac{u_2.L}{V.H}, \quad \bar{u}_3 = \frac{u_3}{V}$$

Et ajouter pour cette étude :

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$$

Dans ces expressions L et V sont respectivement, la dimension et la vitesse caractéristique selon les axes (o, x_1) et (o, x_3) ; H et VH/L celles suivant (o, x_2) ; L/V ; μ_0 et λ_0 définissent l'ordre de grandeur du temps et des coefficients de Navier (viscosité dynamique du fluide). Nous supposons que ces deux coefficients sont de même ordre de grandeur. Ce changement de variables conduit à poser :

$$\bar{P} = P \cdot \frac{H^2}{\mu_0 \cdot V \cdot L}$$

Remarquons que cette vitesse caractéristique V peut être définie ; en régime de lubrification hydrodynamique comme étant la vitesse d'une des parois du contact.

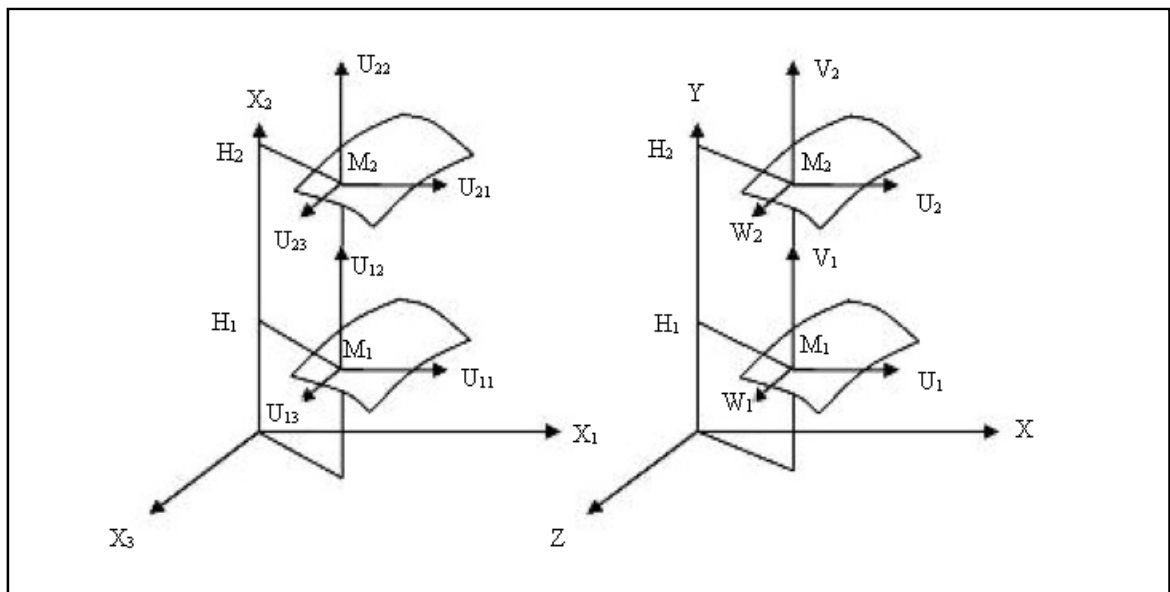


FIG. I.1- Notations et conditions aux limites sur les vitesses.

Compte tenu de ces changements de variables l'équation (I.6) s'écrit :

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_1} &= \varepsilon \left[-R\bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial t} + \bar{\mu} \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} \right) + \varepsilon \left(\bar{\mu} + \bar{\lambda} \frac{\lambda_0}{\mu_0} \right) \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) + \varepsilon \bar{\mu} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x_3^2} \right) \right] + \bar{\mu} \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x_2^2} + \\
&\quad \varepsilon^2 \left[\frac{\lambda_0}{\mu_0} \cdot \frac{\partial \bar{\lambda}}{\partial x_1} \cdot \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + 2 \cdot \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_1} \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_3} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_1} \right) \right] + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_2} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \right) \\
\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_2} &= \varepsilon^2 \left\{ \begin{aligned} &\varepsilon \left[-R\bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_j} \right) + \varepsilon \bar{\mu} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial x_3^2} \right) \right] + \left(\bar{\mu} + \bar{\lambda} \frac{\lambda_0}{\mu_0} \right) \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) + \bar{\mu} \frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial x_2^2} + \\ &\left[\frac{\lambda_0}{\mu_0} \cdot \frac{\partial \bar{\lambda}}{\partial x_2} \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) + 2 \cdot \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_2} \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_1} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_2} \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \\
\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_3} &= \varepsilon \left[-R\bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_j} \right) + \varepsilon \left(\bar{\mu} + \bar{\lambda} \frac{\lambda_0}{\mu_0} \right) \frac{\partial}{\partial x_3} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) + \varepsilon \bar{\mu} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_3}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_3}{\partial x_3^2} \right) \right] + \bar{\mu} \frac{\partial^2 \bar{u}_3}{\partial x_2^2} + \\
&\quad \varepsilon \left[\frac{\lambda_0}{\mu_0} \cdot \frac{\partial \bar{\lambda}}{\partial x_3} \cdot \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + 2 \cdot \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_3} \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_1} \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_3} \right) \right] + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_2} \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_2} + \varepsilon^2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_3} \right) \quad (I.7)
\end{aligned}$$

Où $R = \rho_0 \frac{VH}{L}$ est le nombre de Reynolds relatif à l'épaisseur de l'écoulement.

$\varepsilon = \frac{H}{L}$ Appelé paramètre d'échelle, est en mécanique des films minces visqueux de l'ordre de 10^{-3} .

En négligeant les termes multipliés par ε^2 et ε^3 il reste :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_1} = -\varepsilon R \bar{\rho} \left[\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j} \right] + \bar{\mu} \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x_2^2} + \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} \cdot \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_2} \\ \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_2} = 0 \end{cases} \quad (I.8)$$

Les termes en $\varepsilon.R$, ou termes d'inertie, de l'équation (I.8) seront négligeable devant les termes de viscosité quand $\varepsilon.R \ll 1$; ce qui est vérifié dans la plupart des écoulements rencontrés en lubrification.

Quelques exceptions se rencontrent toutefois dans le cas où :

- La viscosité du fluide est faible, c'est le cas des métaux liquides (sodium, mercure, etc....) pour lesquels $5\ 000 < R < 10\ 000$ et les gaz liquéfiés pour lesquels $10^4 < R < 6.10^4$;
- L'épaisseur du film est importante ;
- Systèmes de grandes dimensions ;
- Vitesse de déplacement ou de rotation élevée, c'est le cas des paliers aérodynamique.

En revenant aux variables dimensionnées les équations (I.8) s'écrivent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial P}{\partial x_1} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) \\ \frac{\partial P}{\partial x_2} = 0 \\ \frac{\partial P}{\partial x_3} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x_2} \right) \end{array} \right. \quad (I.9)$$

Ces équations auxquelles s'ajoute l'équation de conservation de la masse (I.1), et l'équation de l'énergie (I.4), permettent formellement de connaître, compte tenu des conditions aux limites et après intégration, le champ de vitesses, la pression et les contraintes de cisaillement dans le film.

Pour intégrer les équations (I.10), il faut connaître les conditions aux limites sur la vitesse (fig I.1). Si on suppose qu'il n'est y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact autrement dit, si le fluide adhère parfaitement aux parois, ces conditions peuvent s'écrire :

$$\begin{array}{l} \text{Pari 1: } x_2 = H_1(x_1, x_3, t) \quad u_1 = U_{11}, \quad u_2 = U_{12}, \quad u_3 = U_{13} \\ \text{Pari 2: } x_2 = H_2(x_1, x_3, t) \quad u_1 = U_{21}, \quad u_2 = U_{22}, \quad u_3 = U_{23} \end{array} \quad (I.10)$$

Dans cette notation, le premier et le second indice indiquent respectivement la paroi et la direction.

Le choix d'un système d'axes tel que l'épaisseur du film soit toujours mesurée selon $(0, x_2)$ impose pour certains contacts, le contact cylindrique par exemple, de négliger la courbure générale du film.

Dans l'annexe [17], on montre que l'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée s'écrit :

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial x_1} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_3} \right) &= \frac{\partial}{\partial x_1} [U_{21}(R_2 - F) + U_{11}F]U - \rho_2 U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + \rho_1 U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1} + \\
&\frac{\partial}{\partial x_3} [U_{23}(R_2 - F) + U_{13}F] - \rho_2 U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} + \rho_1 U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3} \\
&+ \frac{\partial R_2}{\partial t} - \rho_2 \frac{\partial H_2}{\partial t} + \rho_1 \frac{\partial H_1}{\partial t} + \rho_2 U_{22} - \rho_1 U_{12}
\end{aligned} \tag{I.11}$$

Où :

$$\begin{aligned}
G &= - \int_{H_1}^{H_2} \frac{R}{M} x_2 dx_2 + I_2 F \\
R_2 &= \int_{H_1}^{H_2} \rho dx_2 \\
F &= \frac{1}{J_2} \int_{H_1}^{H_2} \frac{R}{\mu} dx_2
\end{aligned}$$

Et ρ_1 et ρ_2 sont respectivement les masses volumiques du fluide sur les parois (1) et (2).

- Les expressions des vitesses s'écrivent :

$$\begin{cases} u_1 = U_{11} + \frac{\partial P}{\partial x_1} \left(I - \frac{I_2}{J_2} J \right) + \frac{U_{21} - U_{11}}{J_2} J \\ u_3 = U_{13} + \frac{\partial P}{\partial x_3} \left(I - \frac{I_2}{J_2} J \right) + \frac{U_{23} - U_{13}}{J_2} J \end{cases} \tag{I.12}$$

- Les contraintes de cisaillement s'écrivent :

$$\begin{cases} \sigma_{12} = \mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} = \frac{\partial P}{\partial x_1} \left(X_2 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{21} - U_{11}}{J_2} \\ \sigma_{32} = \mu \frac{\partial u_3}{\partial x_2} = \frac{\partial P}{\partial x_3} \left(X_2 - \frac{I_2}{J_2} \right) + \frac{U_{23} - U_{13}}{J_2} \end{cases} \tag{I.13}$$

L'équation (I.11) est la forme la plus générale de l'équation de Reynolds, pour l'obtenir il a été nécessaire de poser des hypothèses :

- Le milieu est continu : l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans une zone où il y a rupture du film.
- Le fluide est newtonien : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles aux taux de cisaillement.

- L'écoulement est laminaire : dans le cas contraire, il faudra utiliser une équation autre que l'équation de Reynolds.
- Les forces massiques extérieures dans le fluide sont négligeables devant les forces de viscosité et de pression.
- Il n'est y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact ; ainsi, sur les parois, la vitesse du fluide est égale a celle des parois.
- La courbure générale du film est négligée.
- La viscosité du fluide ne varie pas selon l'épaisseur du contact ; cela correspond à une température constante à travers l'épaisseur du film. Cette hypothèse n'est généralement pas vérifiée ; elle est cependant très utilisée, car la résolution de l'équation de Reynolds généralisée qui tient compte de l'effet thermique est très difficile.
- La masse volumique du fluide est constante, ce qui, en lubrification hydrodynamique, est pratiquement le cas pour tous les liquides.
- L'épaisseur du film est très faible devant la largeur et la longueur du contact ; le rapport entre ces grandeurs doit être de l'ordre de 10^{-3} . C'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique, si cette hypothèse n'est pas vérifiée, l'équation de Reynolds ne peut s'appliquer.

L'écoulement du fluide est bidimensionnel (suivant les directions Ox_1 et Ox_3) soit :

$$\frac{u_2}{u_1} \ll \varepsilon, \quad \frac{u_2}{u_3} \ll \varepsilon \quad \text{Ce qui permet d'écrire } u_2 \ll u_1 \text{ et } u_2 \ll u_3$$

$$\frac{\partial/\partial x_1}{\partial/\partial x_2} \ll \varepsilon, \quad \frac{\partial/\partial x_3}{\partial/\partial x_2} \ll \varepsilon, \quad \frac{\partial^2/\partial x_1^2}{\partial^2/\partial x_2^2} \ll \varepsilon^2, \quad \text{et} \quad \frac{\partial^2/\partial x_3^2}{\partial^2/\partial x_2^2} \ll \varepsilon^2$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} \ll \frac{\partial P}{\partial x_1} \quad \text{et} \quad \frac{\partial P}{\partial x_3} \quad \text{ce qui permet d'écrire} \quad \frac{\partial P}{\partial x_2} = 0$$

Dans cette équation :

Le terme $\frac{\partial}{\partial x_1} [U_{21}(R_2 - F) + U_{11}F] - \frac{\partial}{\partial x_1} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_1} \right)$ représente la variation du débit

massique dans la direction x_3 pour une section de dimension $(H_2 - H_1)$ suivant x_2 et unité suivant x_3 .

Le terme $\frac{\partial}{\partial x_3} [U_{23}(R_2 - F) + U_{13}F] - \frac{\partial}{\partial x_3} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_3} \right)$ représente la variation du débit

massique dans la direction x_3 pour une section de dimension $(H_2 - H_1)$ suivant x_2 et unité suivant x_1 .

Dans ces deux expressions ci-dessus le premier terme correspond au débit dû au déplacement des parois (écoulement de Couette) ; le second terme, correspond au débit dû au gradient de pression (écoulement de Poiseuille).

Le terme $\rho_1 \left(U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1} + U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3} \right) - \rho_2 \left(U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} - U_{22} \right)$ représente la variation du débit massique dans la direction x_2 pour une section unité.

Le terme $\frac{\partial R_2}{\partial t} - \rho_2 \frac{\partial H_2}{\partial t} + \rho_1 \frac{\partial H_1}{\partial t}$ caractérise l'effet transitoire dû à la compressibilité du fluide.

L'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée s'applique à différents types de contacts, on peut distinguer :

- Fluide compressible ou incompressible, dans ce cas la masse volumique peut être éliminée de l'équation (I.11) ;
- Fluide de viscosité variable ou constante, dans ce cas l'équation (I.11) se simplifie considérablement ;
- Contact hydrodynamique ou hydrostatique, dans ce cas l'équation (I.11) se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(G \frac{\partial P}{\partial x_3} \right) = 0 \quad (\text{I.14})$$

Notons que cette équation aux dérivées partielles admet une solution non triviale si et seulement si la pression P n'est pas nulle en tous points de la frontière du domaine d'intégration, ce qui impose physiquement une source de pression extérieure au système.

- Régime transitoire et régime permanent: on définit en mécanique des films minces visqueux le régime permanent, comme un régime de fonctionnement tel que dans un repère particulier, mobile ou non, les paramètres géométriques du contact et les vitesses des parois sont indépendants du temps.

I.2.1- Equation de la mécanique des films minces visqueux

Dans le cas où la température ne varie pas selon l'épaisseur du film, et si l'on suppose, comme c'est généralement le cas de la viscosité μ et la masse volumique ρ du fluide ne sont fonction que de la température et de la pression, on peut écrire :

$$\mu = \mu(T, P) \text{ et } \rho = \rho(T, P)$$

avec $T = T(x_1, x_3, t)$ et $P = P(x_1, x_3, t)$

Il vient alors :

$$\mu = \mu(x_1, x_3, t), \quad \rho = \rho(x_1, x_3, t) \quad (\text{I.15})$$

L'équation (I.11) se simplifie sensiblement et prend alors le nom de " L'équation de la mécanique des films minces visqueux" et s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\rho \frac{(H_2 - H_1)^2}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} \right] + \frac{\partial P}{\partial x_3} \left[\rho \frac{(H_2 - H_1)^2}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\frac{\rho(U_{11} + U_{21})(H_2 - H_1) -}{12\rho U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x_1} + 12\rho U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x_1}} \right] + \\ 6 \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\frac{\rho(U_{13} + U_{23})(H_2 - H_3) -}{12\rho U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial x_3} + 12\rho U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial x_3}} \right] + \\ 12\rho(U_{22} - U_{12}) + 12(H_2 - H_1) \frac{\partial P}{\partial t} \quad (I.16) \end{aligned}$$

Les expressions u_1 et u_3 ont les formes suivantes :

$$\begin{cases} u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x_1} \left[x_1^2 - x_2(H_1 + H_2) + H_1 H_2 \right] \frac{U_{11} - U_{21}}{H_1 - H_2} (X_2 - H_1) + U_{11} \\ u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x_3} \left[x_2^2 - X_2(H_1 + H_2) + H_1 H_2 \right] \frac{U_{13} - U_{23}}{H_1 - H_2} (X_2 - H_1) + U_{13} \end{cases} \quad (I.17)$$

Les contraintes de cisaillement dans le film s'écrivent :

$$\begin{cases} \sigma_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x_1} (2x_2 - H_1 - H_2) + \mu \frac{U_{11} - U_{21}}{H_1 - H_2} \\ \sigma_{13} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x_3} (2x_2 - H_1 - H_2) + \mu \frac{U_{13} - U_{23}}{H_1 - H_2} \end{cases} \quad (I.18)$$

L'équation (I.16) est généralement employée pour étudier l'effet des défauts de forme et des rugosités sur les caractéristiques de fonctionnement d'un mécanisme en régime isotherme. Notons cependant que la viscosité et la masse volumique peuvent varier en fonction de x_1 et x_3 , c'est-à-dire selon la longueur et la largeur du contact ainsi qu'en fonction du temps.

I.2.2- Equation de Reynolds généralisée

Lorsque la vitesse d'une paroi du contact est tangente en tous points de cette paroi (cas fréquent en lubrification) ; l'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée se simplifie car en plaçant l'origine du système d'axe sur cette paroi, on peut poser :

$$H_1 = 0, H_2 = h$$

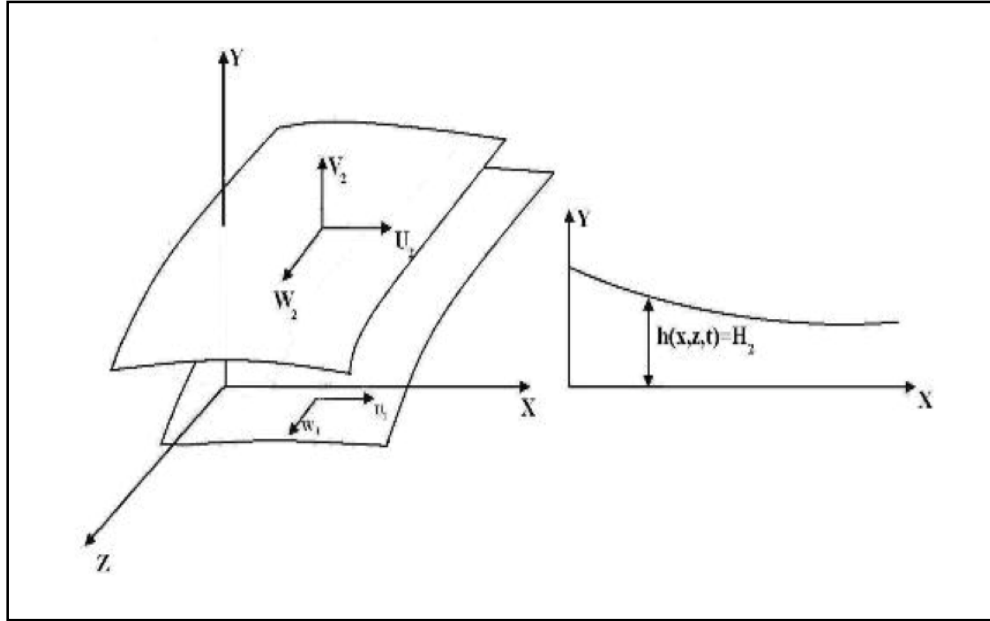


FIG. I.2- Système d'axes et vitesses des parois

Si par ailleurs on utilise les coordonnées xyz ; les conditions aux limites sur les vitesses s'écrivent :

Sur la paroi 1, pour $y = 0$, $u = U_1$, $v = 0$, $w = W_1$

Sur la paroi 2, pour $y = h$, $u = U_2$, $v = V_2$, $w = W_2$

Remarquons que le choix du système d'axes impose à la vitesse V_1 de la paroi 1 dans la direction "y" d'être identiquement nulle.

Les vitesses u et w du fluide s'écrivent alors :

$$\begin{cases} u = \frac{\partial P}{\partial x} \left(I - \frac{I_2}{J_2} J \right) + \frac{U_2 - U_1}{J_2} J + U_1 \\ w = \frac{\partial P}{\partial x} \left(I - \frac{I_2}{J_2} J \right) + \frac{W_2 - W_1}{J_2} J + W_1 \end{cases} \quad (\text{I.19})$$

$$\begin{cases} I = \int_0^y \frac{\varepsilon}{\mu} d\varepsilon & J = \int_0^y \frac{d\varepsilon}{\mu} \\ I_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy & J_2 = \int_0^h \frac{dy}{\mu} \end{cases} \quad (\text{I.20})$$

Où ε est une variable muette d'intégration.

Des expressions précédentes, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \sigma_{xy} = \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_2 - U_1}{J_2} \\ \sigma_{yz} = \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{W_2 - W_1}{J_2} \end{cases} \quad (I.21)$$

L'équation (I.11) s'appelle alors l'équation de Reynolds généralisée, elle s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(G \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial P}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} [U_2 (R_2 - F) + U_1 F] - \rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + \\ &\quad \frac{\partial}{\partial x} [W_2 (R_2 - F) + W_1 F] - \rho W_2 \frac{\partial h}{\partial z} + \\ &\quad \frac{\partial R_2}{\partial t} - \rho_2 \frac{\partial h}{\partial t} + \rho_2 V_2 \end{aligned} \quad (I.22)$$

Où les fonction R, F, G sont définies par :

$$\begin{aligned} R &= \int_0^y \rho(x, \varepsilon, z, t) d\varepsilon \\ F &= \frac{1}{J_2} \int_0^h \frac{R}{\mu} dy \\ G &= \int_0^h \frac{Ry}{\mu} dy.F \\ R_2 &= \int_0^h \rho dy \end{aligned} \quad (I.23)$$

Ces relations doivent être utilisées pour l'étude des contacts dans lesquels on tient compte de l'effet thermique. Il faut de plus :

L'équation de continuité pour calculer la composante de la vitesse dans le fluide ;

L'équation de l'énergie pour calculer la température du fluide ;

Les relations qui donnent les variations de la masse volumique et la viscosité avec la température. Dans le cas des liquides, la masse volumique est supposée constante.

Il faut par ailleurs connaître avec précision les conditions aux limites sur la température, ce qui n'est généralement pas le cas.

I.2.3- Equation de Reynolds

Très souvent on admet que la masse volumique et la viscosité ne varient pas selon l'épaisseur du film, et on place l'origine du système d'axes sur l'une des parois du contact, l'équation (I.11) prend alors une forme simple ; c'est l'équation de Reynolds qui s'écrit en coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 + U_2) \} + 6h \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho(W_1 + W_2) \} + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (\text{I.24})$$

Les composantes de la vitesse du fluide u et w dans les directions x et z s'écrivent :

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \\ w = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} (y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \end{cases} \quad (\text{I.25})$$

De ces relations, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \\ \tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \end{cases} \quad (\text{I.26})$$

INDEX

- acier, 19
- admission, 36
- aléatoire, 38
- alésage, 14, 20, 26
- amplitude, 37
- aspérité, 28, 31, 34, 36, 48
- battement*, 20
- blocs, 15
- Blow by, 16
- blowby, 2
- canaux, 39
- cavitation, 37
- chambre de combustion, 13, 16, 17, 18
- charge, 11, 48
- chemise, 2, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 38, 39, 41, 42, 43, 44, 46, 47, 48, 49, 50, 52, 53, 54, 55, 57, 58, 59, 60, 64, 75, 76, 77, 79
- Cheng, 44
- cisaillement, 45, 52
- combustion, 2, 13, 14, 15, 16, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 28, 43
- concordance géométrique, 13
- conservation de masse, 29
- consommation d'huile, 16, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 29, 30
- consommation d'huile, 2, 13
- corrélation, 34
- couplage, 37
- course, 35, 45
- culasse, 23
- cycle, 43
- cylindre, 15
- débit, 52
- densité, 40, 48
- différence finie, 49
- dilatation thermique, 20
- dynamique, 43
- échappement, 13
- écoulement des gaz, 29
- écoulement du gaz, 30
- elliptique, 49
- émissions particulières, 13
- épaisseur, 11, 33, 42
- épaisseur du film, 30
- équation de Reynolds, 35
- étanchéité, 37
- fabrication, 37
- facteur de contact, 11, 51
- facteurs correcteurs, 11, 53
- Facteurs D'écoulement, 45
- film d'huile, 23, 26, 27, 28
- fluide, 36
- fonte, 19
- fonte malléable, 19
- force de frottement, 55
- force Radiale, 35
- frottement, 2, 13, 14, 16, 19, 20, 21, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 43
- frottement hydrodynamique, 34

frottement mixte, 34
 gaussien, 39
 Gauss-Seidel, 52
 gaz, 2, 13, 15, 16, 17, 20, 21, 23, 24, 25, 28, 29, 31, 58, 60, 76, 86
 gaz à effet de serre, 29
 géométrie, 39
 glissement, 37
 gorge, 16
 gorges du piston, 20
 Greenwood, 34
 huile, 2, 11, 13, 14, 16, 18, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 38, 39, 41, 42, 43, 45, 47, 48, 52, 53, 54, 55, 58, 59, 60, 61, 65, 66, 69, 70, 75, 76, 77
 huiles multigrades, 28, 30
 hydrodynamique, 27
jeu, 17, 20, 23, 25, 27
 jupe de piston, 31
 l'écoulement des gaz, 24
 ligne, 32, 39, 40
 locale, 47
 lubrifiant, 29
 lubrifiants, 28
 lubrification, 2, 15, 17, 18, 20, 21, 24, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34
 lubrification hydrodynamique, 28, 30, 31, 32
 Lubrification hydrodynamique, 32
 lubrification limite, 34, 36
 Lubrification limite, 32
 lubrification mixte, 28
 Lubrification mixte, 30, 32
 lubrifiant, 16, 18, 32
 macroscopique, 37
 matériau, 34
 matériaux, 15
 mécanique, 3, 4
 mica, 37
 minimum, 26, 27, 33, 60
 Module d'élasticité, 59
 moteur, 2, 13, 14, 15, 43
 moteur à combustion interne, 2, 15
 moteur diesel, 28
 moteurs à combustion interne, 13, 14
 newtonien, 49
 nominale, 32, 47, 48
 P.M.H., 19
 Patir, 44
 piézovisqueux, 37
 piston, 13, 15, 35, 36
 PMH, 28, 29
 pollution, 2, 14
 pression, 14, 15, 16, 17, 20, 23, 25, 26, 28, 36
 pression hydrodynamique, 44
 profils, 38
 puissance spécifique, 15
 racleur, 44
 rendement thermique, 15
 Reynolds, 33
 RMS, 40

rugosité, 10, 27, 28, 30, 31, 32, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 44, 46, 47, 48, 51, 75, 76, 77
 rugosités, 37
 Runge-Kutta, 55
 S.N.V.I., 19
 segment, 2, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30
 segment coup de feu, 17, 19
 segment d'étanchéité, 16, 18
 segment de feu, 17
 segment racleur, 16, 31
 segment racleur d'huile, 16, 18, 29
 segment supérieur, 18
 segmentation, 13, 18, 21, 23, 25, 28, 29, 31, 38
 segments, 2, 13, 14, 15, 30
 segments de compression, 18
 Sommerfeld, 48
 soupape, 23, 24
 statique, 35
 stries, 39
 surface, 2, 3, 11, 26, 27, 28, 29, 32, 33, 34, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 44, 46, 48, 49, 50, 52, 53, 54, 56, 59, 60, 61, 75, 76, 77, 81
 surfaces, 32, 37
 température, 53
 texture, 38
 thermique, 15, 19, 23, 26, 37, 54, 88, 92
 topographie, 39
 topographique, 38
 tribologie, 44
 Tripp, 28, 34, 44, 48, 49, 59, 81
 usure, 13, 14, 19, 30
 vilebrequin, 2, 18, 21, 43
 viscosité, 42
 viscosité cinématique, 11, 53
 vitesse, 11, 25, 35, 36, 42, 43, 45, 49, 52, 54, 58, 73, 74, 76, 84, 86, 88, 90, 91, 92, 93
 Vogel, 60
 voitures, 42