

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Badji Mokhtar - Annaba  
Badji Mokhtar University - Annaba



جامعة باجي مختار - عنابة

Année / 2017

Faculté des Sciences de l'Ingénierat  
Département de Génie Mécanique

## THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de Doctorat ès Sciences

MODELISATION DES PERFORMANCES DE LA SEGMENTATION DANS UN  
MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

Option

Construction Mécanique

Par

Amar AYAD

Directeur de thèse :

Ammar HAIHAEM

Professeur

Université BADJI Mokhtar - Annaba

Devant le jury

Président :

Ali BOUCHOUCHA

Professeur

Université des Frère Mentouri - Constantine

Examineurs :

Mahieddine ALI-RACHEDI

Professeur

Ecole Supérieure de Technologies Industrielles - Annaba

Lakhdar KHOCHMANE

Professeur

Université 20 août 1955 - Skikda

Mohamed Rafik SARI

Professeur

Université BADJI Mokhtar - Annaba

Rabah BOURENANE

MCA

Université BADJI Mokhtar - Annaba

## RESUME

La présente thèse traite la lubrification du moteur à combustion interne et particulièrement le contact segment chemise. En partant de la connaissance de ce système, ainsi que les différents paramètres et phénomènes physiques agissant sur son comportement, une analyse a été menée afin de déterminer les paramètres optimaux de la texturation des surfaces, et leurs rôles dans la lubrification de ce compartiment.

Les cylindres du moteur thermique sont lubrifiés par projection d'huile à partir du carter, le rôle des segments est de contrôler la quantité du lubrifiant qui s'applique sur ces parois. Cette lubrification doit être maîtrisée afin de pouvoir maîtriser les pertes par frottement qui ont un impact direct sur le rendement moteur, les émissions de gaz à effet de serre et la consommation d'huile.

La géométrie des surfaces en contact joue un rôle très important sur les pertes par frottement. L'utilisation des surfaces texturées peut avoir des effets positifs sur les performances de ce triplet. Cependant, une mauvaise distribution ou un dimensionnement inadapté des textures peuvent conduire à des pertes de performance conséquente et non à des gains.

Dans ce travail, une modélisation du phénomène de lubrification du contact segment-chemise a été présentée, et cela en se focalisant sur le comportement de l'huile sur plusieurs topographies de surface, dans le but de mieux comprendre l'influence et l'action de la texturation sur le film lubrifiant. Un travail a été réalisé à partir d'une équation de la dynamique des fluides dite équation de Reynolds, un modèle analytique unidimensionnel a été proposé pour décrire la rhéologie particulière du triplet. Ensuite, un code de calcul avec un paramétrage très varié basé sur la méthode numérique multigrille a été développé et appliqué sur des contacts ayant différentes texturations de surfaces, avec la possibilité de spécifier la fonction de distribution de la surface, de sorte que la morphologie de celle-ci peut être changée numériquement, afin de donner une indication sur les textures proposées si elles seront efficaces ou non pour prévoir le frottement. Enfin, une analyse des résultats numériques est présentée afin d'évaluer l'influence de la texturation sur le frottement, la charge, la pression et l'épaisseur du film d'huile, ainsi que de déterminer les grandeurs optimales de la texturation (angle, profondeur et la largeur des stries).

**Mots clés :** Texturation, lubrification hydrodynamique, contact segment-chemise, frottement.

## ABSTRACT

The purpose of this thesis is the internal combustion engine lubrication and particularly the piston ring liner contact. Starting from the knowledge of that system, and the various parameters and physical phenomena induced, a parametric analysis has been conducted in order to determine the optimal texturing parameters of the surfaces, and their effects on the performance of these components.

In the four-stroke internal combustion engines, cylinder liners lubrication is done by splash from the revolving crankshaft; the main role of piston rings are to regulate the amount of oil which is applied to the cylinder liner. This lubrication must be controlled in order to decrease the frictional losses that have a direct impact on the engine performance, gas emissions and oil consumption.

Cylinder liner surface finish plays a major role in the friction losses. The use of surface texturing methods may reduce the piston ring/liner friction and increase efficiency in internal combustion engines. However, a bad oil distribution throughout the liner or improper size and shape uniformity of textures can lead to significant effect on the performance loss and not gains.

In this work, a model for a piston ring liner lubrication has been presented, by considering the role and effect of surface texture and roughness parameters on the oil lubricant behaviors, and their influence on the piston ring liner friction. One dimensional analytical model was proposed and developed from the one-dimensional average Reynolds equation to describe the rheology and the lubrication of the mechanism. Then, a calculation code is developed with a very diverse setting based on the multigrid numerical method, applied to the contacts with different texturing surfaces. Finally, a parametric analysis and numerical results are presented in order to evaluate the influence of texturing on friction, load, pressure and film thickness, as well as to determine optimal texturing parameters (striations angle, depth and width).

**Keywords:** Texturing, hydrodynamic lubrication, piston ring pack, friction.

## ملخص

تقدم هذه الأطروحة دراسة تقييمية حول التزييت في محرك ذو إحراق داخلي وخاصة حلقات المكبس مع سطح الاسطوانة، وهذا بدأ من المعرفة الشاملة لهذا النظام، مروراً بمختلف المعالم والظواهر المادية المؤثرة على أدائه. وقد تم تطوير نموذج تحليل حدودي من أجل تقييم معايير خشونة المثلي والدور الذي تلعبه ودورها في تحسين أداء المحرك.

يتم تشحيم أسطوانات المحرك عن طريق رش الزيت من الحوض السفلي للمحرك، يتمثل الدور الرئيسي لحلقات المكبس في تنظيم كمية الزيت التي يتم تطبيقها على أسطوانة المحرك، وهذا من أجل تقليل الخسائر الناتجة عن الاحتكاك، التي بدورها لها تأثير مباشر على أداء المحرك، انبعاثات الغازات واستهلاك الوقود.

خشونة سطح الأسطوانات تلعب دوراً هاماً في التحكم في الخسائر الناجمة عن الاحتكاك، استخدام تقنية التركيب السطحي قد تقلل من احتكاك حلقات المكبس مع سطح الأسطوانة، لكن عدم التحكم في الحجم أو التوزيع الغير مدروس لهذا التركيب السطحي قد يؤدي إلى خسائر كبيرة في أداء المحرك لا في الزيادة.

في هذا العمل، تم عرض نموذج تحليلي لدراسة الأداء الترابيولوجي لحلقات المكبس مع سطح أسطوانة محرك خشن مع الأخذ بعين الاعتبار سلوك الزيت مع مختلف توجهات خشونة السطح. وقد تم ذلك من خلال استعمال معادلة رينولدز لديناميك الموائع ومعادلة حركة حلقات المكبس في نموذج تحليلي، وقد تم إعداد كود لحساب هذا النموذج يستعمل التحليل العددي وتطبيقه على عدة أسطح مختلفة الخشونة. في الأخير، تم عرض النتائج لتقييم تأثير الأسطح المختلفة التركيب على الاحتكاك، الضغط وسماكة الفيلم المزيت لأسطوانة المحرك، وذلك لتحديد الرسم الأمثل لهذه الخشونة.

### الكلمات المفتاحية:

خشونة السطح - تزييت هيدروديناميكي - حلقات المكبس - الاحتكاك

## REMERCIEMENTS

Ce mémoire est le fruit de travail effectué au Laboratoire de Mécanique Industrielle, Département de Génie Mécanique à l'Université Badji MOKHTAR – Annaba.

Je souhaiterais tout d'abord remercier mon directeur de thèse, le Professeur Ammar HAIHAHEM, pour avoir été un directeur de thèse compréhensif et exemplaire, pour ses suggestions et corrections, pour la confiance et la grande autonomie qu'il m'a accordé, pour la promptitude qu'il a eu lorsque je sollicitais son conseil et aide, il a contribué de manière conséquente à mon évolution professionnelle et personnelle pendant ces années de thèse.

Je tiens à exprimer ma sincère reconnaissance à Monsieur le Professeur Abdelaziz BOUHLAGHEM, qui a bien voulu m'accueillir au sein du Laboratoire de Mécanique Industrielle.

Je voudrais remercier tout particulièrement le Professeur Ali BOUCHOUCHA, de l'Université Mentouri Constantine de m'avoir fait l'honneur d'examiner et présider le jury de cette thèse.

Je souhaite également remercier les Professeurs Mahieddine ALI-RACHEDI et Lakhdar KHOCHMANE d'avoir accepté d'être les rapporteurs de cette thèse. Je les remercie pour leurs critiques constructives qui m'ont permis d'améliorer mon manuscrit.

Je remercie également le Professeur Mohamed Rafik SARI et le Docteur Rabah BOURENANE pour l'intérêt qu'ils ont porté à cette étude et qui m'ont fait l'honneur de participer à mon jury de thèse.

Je tiens à remercier tout particulièrement les membres de la société SNVI, Mohamed MEGHARBI et Kamel BENAOUN ; Et les membres du département Génie Mécanique (staff, enseignants, techniciens et ingénieurs), qu'ils trouvent ici ma profonde gratitude pour leur soutien et collaboration.

Je remercie chaleureusement tous les membres de ma famille : mes parents ; mon épouse ; mes frères ; ma sœur ; oncles et tantes ; cousins et cousines, pour leur soutien permanent, pour leurs encouragements, affection, et soutien moral tout au long de ma scolarité.

Enfin j'adresse ma gratitude à tous les professeurs, instituteurs, qui d'une certaine façon ont contribué à cette réussite même s'ils ne se souviennent certainement pas de moi. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance !

# TABLE DES MATIERES

|  |           |
|--|-----------|
| RESUME.....  | I         |
| ABSTRACT.....  | II        |
| ملخص .....   | III       |
| REMERCIEMENTS .....  | IV        |
| TABLE DES MATIERES .....   | V         |
| LISTE DES ILLUSTRATIONS .....  | VIII      |
| LISTES DES TABLEAUX .....  | X         |
| GLOSSAIRE .....  | XI        |
| INTRODUCTION GENERALE .....  | 1         |
| <b>1. VUE D'ENSEMBLE DU SYSTEME SEGMENTS CHEMISE ET ETAT DE L'ART.....</b>                     | <b>7</b>  |
| 1.1 LE SYSTÈME SEGMENTS-PISTON-CHEMISE « SPC » .....   | 7         |
| 1.1.1 <i>Fonction du piston et des segments</i> .....  | 7         |
| 1.1.2 <i>Description de la segmentation</i> .....  | 8         |
| 1.1.3 <i>Lubrification de la segmentation</i> .....  | 10        |
| 1.1.4 <i>Topographie des surfaces</i> .....  | 12        |
| 1.2 MODÈLES ET MODÉLISATION DU CONTACT SEGMENTS-CHEMISE : ETAT DE L'ART.....                   | 14        |
| 1.2.1 <i>Perspective historique</i> .....  | 14        |
| 1.2.2 <i>Modélisation de la lubrification et du frottement</i> .....                           | 15        |
| 1.2.3 <i>La texturation des surfaces</i> .....   | 17        |
| <b>2. CARACTERISATION DE LA TOPOGRAPHIE DES CHEMISES .....</b>                                 | <b>20</b> |
| 2.1 MÉTHODES DE TEXTURATION DES CHEMISES .....   | 20        |
| 2.1.1 <i>Texturation à l'aide d'un diamant</i> .....   | 21        |
| 2.1.2 <i>Texturation avec des procédés chimiques</i> .....                                     | 21        |
| 2.1.3 <i>Texturation avec LASER « LST »</i> .....  | 21        |
| 2.2 TECHNIQUES DE MESURE DES TEXTURATIONS .....  | 21        |
| 2.2.1 <i>Microscope interférométrique à lumière blanche « WLI »</i> .....                      | 21        |
| 2.2.2 <i>Microscope Electronique à Balayage « MEB »</i> .....                                  | 22        |
| 2.2.3 <i>Microscope confocal chromatique « CLSM »</i> .....                                    | 22        |
| 2.2.4 <i>Microscope à force atomique « AFM »</i> .....   | 22        |
| 2.2.5 <i>Rugosimètre tactile</i> .....   | 23        |
| 2.3 PARAMÈTRES DE MESURE DE RUGOSITÉ.....  | 23        |
| 2.3.1 <i>Paramètres de mesure relatifs à la Norme ISO 4287</i> .....                           | 24        |
| 2.3.2 <i>Paramètres de mesure relatifs à la Norme ISO 13565</i> .....                          | 26        |
| 2.4 MODÉLISATION DE LA RUGOSITÉ ET DE LA TEXTURATION DES SURFACES .....                        | 27        |
| 2.4.1 <i>Géométrie du motif de la texture</i> .....  | 28        |
| 2.4.2 <i>Calcul stochastique de la rugosité des plateaux de chemises et des segments</i> ..... | 30        |
| 2.5 OUTIL DE SIMULATION DE LA TEXTURE DE SURFACE.....  | 32        |
| 2.6 CONCLUSION .....   | 33        |
| <b>3. LUBRIFICATION DE LA SEGMENTATION ET FROTTEMENT : PRINCIPE ET MODELISATION.....</b>       | <b>34</b> |
| 3.1 MODES DE LUBRIFICATION DANS LE SYSTÈME SEGMENTS-PISTON-CHEMISE .....                       | 34        |
| 3.2 EQUATIONS RÉGISSANT LA LUBRIFICATION DANS LE CONTACT SEGMENTS-CHEMISE .....                | 36        |

|  |            |
|--|------------|
| 3.2.1 Equation de Reynolds .....   | 36         |
| 3.2.2 Equation de Reynolds modifiée .....  | 37         |
| 3.2.3 Facteurs d'écoulement .....  | 38         |
| 3.2.4 Géométrie du segment .....   | 41         |
| 3.2.5 Conditions aux limites et d'équilibre .....  | 44         |
| 3.2.6 Phénomène de cavitation .....  | 45         |
| 3.2.7 Pression propre aux segments.....  | 46         |
| 3.2.8 Pression du contact entre aspérités .....  | 47         |
| 3.2.9 Pression du gaz dans les différentes régions entre segments et chemise.....                | 50         |
| 3.3 EFFETS DE LA TEMPÉRATURE SUR LA LUBRIFICATION .....  | 52         |
| 3.3.1 Variation de la viscosité en fonction de 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 .....   | 56         |
| 3.4 MODÉLISATION DU FROTTEMENT DANS LE CONTACT .....   | 56         |
| 3.4.1 Frottement dans la lubrification hydrodynamique .....                                      | 57         |
| 3.4.2 Frottement dans la lubrification limite.....   | 58         |
| 3.4.3 Frottement dans la lubrification mixte.....  | 59         |
| 3.4.4 Equation d'équilibre de la charge.....   | 59         |
| 3.4.5 Calcul de la force de frottement et de la perte de puissance .....                         | 61         |
| 3.5 EFFET DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR SUR LA LUBRIFICATION ET LE FROTTEMENT ..... | 62         |
| 3.5.1 Effet de la vitesse du moteur .....  | 63         |
| 3.5.2 Effet de la charge du moteur.....  | 63         |
| 3.6 CONCLUSION .....   | 64         |
| <b>4. DISCRETISATION ET METHODES NUMERIQUES .....</b>  | <b>65</b>  |
| 4.1 HYPOTHÈSE DE L'ÉTUDE.....  | 65         |
| 4.2 DISCRETISATION DES ÉQUATIONS .....   | 66         |
| 4.2.1 Approximation avec différences finies .....  | 67         |
| 4.2.2 Accélération de la convergence et du temps de calcul.....                                  | 69         |
| 4.2.3 Application de la méthode multigrille .....  | 70         |
| 4.2.4 Discrétisation de l'équation de Reynolds .....   | 72         |
| 4.2.5 Discrétisation temporelle.....   | 73         |
| 4.2.6 Discrétisation du débit d'huile et de la contrainte tangentielle .....                     | 74         |
| 4.2.7 Discrétisation des facteurs d'écoulement .....   | 74         |
| 4.2.8 Discrétisation de la force de frottement .....   | 74         |
| 4.3 ALGORITHME DE CALCUL .....   | 75         |
| 4.3.1 Vue d'ensemble des outils de la modélisation .....   | 75         |
| 4.3.2 Processus de résolution .....  | 76         |
| 4.4 CONCLUSION .....   | 78         |
| <b>5. VALIDATION ET RESULTATS.....</b>   | <b>79</b>  |
| 5.1 CARACTÉRISTIQUE DU MOTEUR DE L'ÉTUDE .....   | 79         |
| 5.2 CODE DE CALCUL .....   | 82         |
| 5.3 CONVERGENCE .....  | 83         |
| 5.4 RÉSULTATS.....   | 85         |
| 5.4.1 Evolution de la pression .....   | 85         |
| 5.4.2 Evolution du film d'huile .....  | 88         |
| 5.4.3 Influence de la température sur le contact .....   | 92         |
| 5.4.4 Évolution du frottement .....  | 95         |
| 5.5 CONCLUSION .....   | 99         |
| <b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES .....</b>   | <b>102</b> |
| <b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>   | <b>104</b> |
| <b>ANNEXE .....</b>  | <b>110</b> |

|   |            |
|---|------------|
| ANNEXE 1 – CONSTRUCTION D’UN PROFILE DE RUGOSITÉ D’UNE SURFACE EN UTILISANT LA MÉTHODE DES MOINDRES CARRÉS..... | 110        |
| ANNEXE 2 – MODÉLISATION DU CONTACT ENTRE ASPÉRITÉS.....   | 114        |
| ANNEXE 3 – RÉOLUTION DE L’ÉQUATION DE REYNOLDS .....  | 118        |
| ANNEXE 4 – CALCUL DE LA TEMPÉRATURE AU SEIN DU FILM D’HUILE.....  | 120        |
| ANNEXE 5 – CALCUL DE LA VARIATION DE LA VISCOSITÉ AVEC L’ÉQUATION DE VOGEL.....                                 | 122        |
| ANNEXE 6 – CALCUL DE L’ÉPAISSEUR DU FILM D’HUILE .....  | 125        |
| ANNEXE 7 – CALCUL DE LA FORCE DE FROTTEMENT.....  | 126        |
| <b>INDEX .....</b>  | <b>127</b> |



## LISTE DES ILLUSTRATIONS

|  |    |
|--|----|
| Figure 1 : Répartition du bilan énergétique des transports en milieu urbain.....                             | 1  |
| Figure 2 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans le moteur.....                              | 3  |
| Figure 3 : Courbe de Stribeck - régimes de lubrification des composants d'un moteur.....                     | 4  |
| Figure 4 : Répartition de la puissance globale dans une automobile en conduite urbaine. ....                 | 5  |
| Figure 5 : Sous-ensemble Segments-Piston-Chemise.....  | 8  |
| Figure 6 : Forme générale des segments. ....   | 9  |
| Figure 7 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans l'ensemble SPC.....                         | 10 |
| Figure 8 : Répartition des régimes de lubrification de la zone SPC pour chaque segment .....                 | 11 |
| Figure 9 : Exemple de texture de surface d'une chemise. ....   | 12 |
| Figure 10 : Profil de la rugosité de surface avec ces paramètres suivant la norme DIN 4776.....              | 13 |
| Figure 11 : Profil de rugosité de surface texturée.....  | 20 |
| Figure 12 : Longueur de base et longueur d'évaluation d'un profil de rugosité.....                           | 24 |
| Figure 13 : Illustration d'obtention du profil de surface.....   | 24 |
| Figure 14 : Courbe de portance avec la définition des différents paramètres. ....                            | 27 |
| Figure 15 : Motif élémentaire de la texturation de surface. ....   | 28 |
| Figure 16 : Modélisation de la texture des surfaces des chemises.....  | 32 |
| Figure 17 : Etat de lubrification dans le contact segments-chemise.....                                      | 35 |
| Figure 18 : Epaisseur du film d'huile pour les surfaces rugueuses.....                                       | 38 |
| Figure 19 : Volume de contrôle de base.....  | 39 |
| Figure 20 : Profil des segments d'étanchéités et épaisseur du film nominal.....                              | 42 |
| Figure 21 : Profil du segment raclleur et épaisseur du film nominal. ....                                    | 43 |
| Figure 22 : Tare diamétrale et tangentielle exercés sur un segment.....                                      | 47 |
| Figure 23 : Distance intervenant dans le modèle de Greenwood-Williamson-Tripp.....                           | 48 |
| Figure 24 : Différentes régions entre segments et chemise.....   | 51 |
| Figure 25 : Efforts de contact exercés sur un segment. ....  | 60 |
| Figure 26 : Forces appliquées au segment dans sa gorge.....  | 62 |
| Figure 27 : Maillage différences finies.....   | 67 |
| Figure 28 : Schéma de la grille de maillage de 4 niveaux avec un cycles multigrille en V. ....               | 71 |
| Figure 29 : Algorithme de calcul. ....   | 77 |
| Figure 30 : Vitesse de convergence pour un contact non texturé.....  | 84 |
| Figure 31 : Vitesse de convergence pour un contact texturé. ....   | 84 |
| Figure 32 : Pression de la chambre de combustion pour deux régimes de marche. ....                           | 85 |
| Figure 33 : Variation de la pression dans les zones inter-segments (N = 1800 tr/min). ....                   | 86 |
| Figure 34 : Champ de pression hydrodynamique (texture T50). ....   | 86 |
| Figure 35 : Champ de pression hydrodynamique en fonction de la texturation. ....                             | 87 |
| Figure 36 : Champ de pression hydrodynamique en fonction de la profondeur de la strie. ....                  | 87 |
| Figure 37 : Champ de pression hydrodynamique en fonction du volume de la strie. ....                         | 87 |
| Figure 38 : Evolution de la charge exercée sur le segment.....   | 87 |
| Figure 39 : Variation du débit d'huile. ....   | 88 |
| Figure 40 : Effet de la géométrie du segment sur la pression générée au sein du film d'huile. ....           | 89 |
| Figure 41 : Effet de l'angle de striation sur l'épaisseur du film d'huile (charge 20 N, N = 1200 tr/min).89  | 89 |
| Figure 42 : Effet de la vitesse sur l'épaisseur du film d'huile (charge 40 N, T50). ....                     | 90 |
| Figure 43 : Effet de la charge sur l'épaisseur du film d'huile (N= 1200 tr/min, T50). ....                   | 90 |
| Figure 44 : Variation du facteur d'écoulement en fonction des profondeurs des stries (T50). ....             | 91 |
| Figure 45 : Variation du facteur d'écoulement en fonction de la densité des stries (T50).....                | 91 |
| Figure 46 : Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température de la chemise. ....           | 92 |
| Figure 47 : Variation du taux de cisaillement de la viscosité en fonction de la température de la chemise.92 | 92 |
| Figure 48 : Variation de la température de la chemise le long de la course. ....                             | 93 |
| Figure 49 : Variation de la température de l'huile en fonction de la texturation. ....                       | 93 |

|  |    |
|--|----|
| Figure 50 : Variation de la température de l'huile en fonction de la vitesse (T50). .....                    | 93 |
| Figure 51 : Champ de température dans le film lubrifiant. ....   | 94 |
| Figure 52 : Effet de la viscosité de l'huile sur l'épaisseur du film d'huile (près du PMH, T50).....         | 94 |
| Figure 53 : Variation de la force de frottement (N = 1200 tr/min, T50). .....                                | 95 |
| Figure 54 : Variation de la force de frottement en fonction de la vitesse (T50). .....                       | 95 |
| Figure 55 : Effet du changement de la tension du ressort du racleur sur la force de frottement (T50). ..     | 96 |
| Figure 56 : Effet de la vitesse sur le coefficient de frottement (charge 40 N, T50). .....                   | 96 |
| Figure 57 : Effet de la charge sur le coefficient de frottement (N = 1200 tr/min, T50). .....                | 97 |
| Figure 58 : Effet de l'angle de striation sur le coefficient de frottement (charge 40 N, N = 1200 tr/min).97 |    |
| Figure 59 : Perte de puissance due au frottement (N = 1200 tr/min, T50). .....                               | 98 |
| Figure 60 : Perte de puissance due au frottement (N = 3000 tr/min, T50). .....                               | 98 |

## LISTES DES TABLEAUX

|   |    |
|---|----|
| Tableau 1 : Les normes d'émission Euro pour véhicules à moteur Diesel. ....               | 2  |
| Tableau 2 : Les normes d'émission Euro pour véhicules à moteur essence ou GPL – GNV. .... | 2  |
| Tableau 3 : Paramètres de mesure de rugosité suivant la norme ISO 4287. ....              | 25 |
| Tableau 4 : Paramètres de mesure de rugosité suivant la norme ISO 13565. ....             | 26 |
| Tableau 5 : Différents paramètres du moteur S.N.V.I. ....                                 | 80 |
| Tableau 6 : Caractéristique des surfaces utilisées. ....                                  | 81 |
| Tableau 7 : Caractéristique de l'huile utilisée. ....                                     | 82 |

## GLOSSAIRE

| <b>Abréviations</b> |  |
|---------------------|--|
| <i>ADEME</i>        | Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie           |
| <i>DIS</i>          | Distribution (Haut moteur)   |
| <i>LST</i>          | Texture de surface par gravure laser (Eng. Laser Surface Textured) |
| <i>PMH</i>          | Point mort haut  |
| <i>PMB</i>          | Point mort bas   |
| <i>SPC</i>          | Segments-piston-chemise  |
| <i>VBC</i>          | Vilebrequin-bielles-coussinets (Bas moteur)                        |

| <b>Notations</b> |                                |   |
|------------------|--------------------------------|---|
| $A_1$ et $A_2$   | $m^2$                          | Surfaces des pics   |
| $a_{asp}$        | /                              | Coefficient de frottement régi par les propriétés de la surface |
| $B$              | m                              | Largeur des segments d'étanchéité                               |
| $b_1$            | m                              | Largeur supérieure des segments d'étanchéité                    |
| $b_2$            | m                              | Largeur inférieure des segments d'étanchéité                    |
| $C_f$            | /                              | Coefficient de frottement                                       |
| $C_v$            | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ | Chaleur spécifique de l'huile                                   |
| $d$              | m                              | Largeur du motif  |
| $d_i$            | m                              | Distance inter-strie  |
| $d_s$            | m                              | Diamètre du segment   |
| $D$              | K                              | Chaleur produite par l'interaction des Aspérités                |
| $D_s$            | /                              | Densité des stries  |
| $e$              | m                              | Epaisseur radiale du segment                                    |
| $E_1$            | Pa                             | Modules de Young du segment                                     |
| $E_2$            | Pa                             | Modules de Young de la chemise                                  |
| $E'$             | Pa                             | Module d'élasticité composite                                   |
| $F_f$            | N                              | Force du frottement   |
| $F_{f,c}$        | N                              | Force du frottement due au contact des aspérités                |
| $F_{f,hyd}$      | N                              | Force de frottement hydrodynamique                              |
| $F_{f,g}$        | N                              | Force de frottement due au contact segment/gorge de segment     |
| $F_{f,mix}$      | N                              | Force de frottement mixte                                       |
| $F_d$            | N                              | Tare diamétrale du segment                                      |
| $F_t$            | N                              | Tare tangentielle du segment                                    |
| $F_p$            | W                              | Perte de puissance due au frottement                            |
| $f_r$            | N                              | Force radiale résultante appliquée au segment                   |
| $F_r$            | /                              | Force radiale adimensionnée appliquée au segment                |
| $g_{max}$        | m                              | Profondeur maximale des stries                                  |
| $h_a$            | m                              | Hauteur axiale du segment                                       |

|                |                               |   |
|----------------|-------------------------------|---|
| $h_{min}$      | m                             | Épaisseur minimale du film d'huile  |
| $br$           | m                             | Hauteur de référence des aspérités  |
| $b_T$          | m                             | Épaisseur du film d'huile locale  |
| $h(x)$         | m                             | Épaisseur du film d'huile nominale  |
| $H_1$ et $H_2$ | /                             | Moyenne de la surface rugueuse des deux surfaces respectives                    |
| $H_\sigma$     | /                             | Probabilité de distribution des aspérités                                       |
| $K$            | /                             | Constante liée à la distribution d'aspérité d'une surface                       |
| $k_e$          | /                             | Numéro de niveau de la méthode multigrille                                      |
| $k_t$          | $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ | Coefficient de conductivité thermique   |
| $L_c$          | m                             | Longueur de la course   |
| $l$            | m                             | Largeur d'une strie   |
| $La$           | /                             | Largeur adimensionnée de la strie   |
| $L_m$          | m                             | Largeur du motif  |
| $Mr_1$         | /                             | Taux de portance minimum  |
| $Mr_2$         | /                             | Taux de portance minimum  |
| $m$            | /                             | Nombres respectifs des nœuds suivant l'axe y                                    |
| $N$            | Tr/min                        | Vitesse du moteur   |
| $n$            | /                             | Nombres respectifs des nœuds suivant l'axe x                                    |
| $n_c$          | m                             | Ligne perpendiculaire de la frontière entre la zone pleine et la zone de cavité |
| $P_1$          | Pa                            | Pression du gaz au-dessus du segment (Côté chambre de combustion)               |
| $P_2$          | Pa                            | Pression du gaz au-dessous du segment (Côté vilebrequin)                        |
| $P$            | Pa                            | Pression hydrodynamique dans le film d'huile                                    |
| $P_b$          | Pa                            | Pression du gaz à l'arrière du segment  |
| $P_c$          | Pa                            | Pression due au contact des aspérités   |
| $P_{cav}$      | Pa                            | Pression dans la cavité gazeuse   |
| $P_{hyd}$      | Pa                            | Pression hydrodynamique dans le film d'huile                                    |
| $R$            | m                             | Rayon du cylindre   |
| $Ra$           | m                             | Hauteur moyenne des aspérités sur la longueur du profil                         |
| $Rpk$          | m                             | Profondeur réduite des pics   |
| $Rk$           | m                             | Profondeur de rugosité du cœur  |
| $Rk_n$         | /                             | Facteur d'aplatissement du profil   |
| $Rq$           | m                             | Hauteur moyenne quadratique des aspérités                                       |
| $Rsk$          | /                             | Facteur d'asymétrie du profil   |
| $Rt$           | m                             | Hauteur maximale de rugosité  |
| $Rvk$          | m                             | Profondeur moyenne des creux  |
| $R_x$          | m                             | Rayon de courbure de la chemise   |
| $R_z$          | m                             | Hauteur maxi du profile   |
| $S$            | /                             | Nombre de Sommerfeld  |
| $S_m$          | $m^2$                         | Surface d'un motif  |
| $T$            | K                             | Température au sein du film d'huile   |
| $T_c$          | K                             | Température de la chemise   |
| $T_m$          | K                             | Température moyenne de la chemise   |
| $T_s$          | Pa                            | Pression dû à l'élasticité propre du segment                                    |
| $U$            | m/s                           | Vitesse du segment  |
| $\mu_m$        | m/s                           | Vitesse moyenne du segment  |
| $V_b$          | $m^3$                         | Volume d'huile contenu dans les stries d'un motif de surface                    |
| $x_1$          | m                             | Point d'attachement du film d'huile au segment                                  |

|                                     |                                  |  |
|-------------------------------------|----------------------------------|--|
| $x_2$                               | m                                | Point de détachement du film d'huile au segment                                    |
| $x_c$                               | m                                | Position donnée sur la chemise relative aux PMH                                    |
| $x_{c1} - x_{c2}$                   | m                                | Position des frontières de la partie des surfaces qui ont les aspérités en contact |
| $\alpha$                            | rad                              | Angle inter-strie  |
| $\beta$                             | m                                | Rayon de courbure des aspérités  |
| $\theta$                            | rad                              | Position angulaire du vilebrequin  |
| $\nu$                               | /                                | Coefficient de Poisson   |
| $\nu$                               | $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ | Viscosité cinématique du lubrifiant  |
| $\rho$                              | $\text{kg}/\text{m}^3$           | Masse volumique de l'huile   |
| $\Delta l_1 \text{ et } \Delta l_2$ | m                                | Moyenne des amplitudes des rugosités aléatoires des deux surfaces                  |
| $\mu$                               | $\text{Pa} \cdot \text{s}$       | Viscosité dynamique du lubrifiant  |
| $\sigma$                            | m                                | Moyenne quadratique de la hauteur des sommets                                      |
| $\eta$                              | $\text{mm}^{-2}$                 | Densité des aspérités par unité de surface   |
| $\delta$                            | m                                | Taille de la couronne du segment   |
| $\phi_p$                            | /                                | Facteur d'écoulement de la pression  |
| $\phi_g$                            | /                                | Facteur d'écoulement de la géométrie   |
| $\phi_c$                            | /                                | Facteur d'écoulement du cisaillement   |
| $\phi_{fg}$                         | /                                | Facteur correctif de géométrie   |
| $\phi_{fc}$                         | /                                | Facteur correctif de contrainte de cisaillement                                    |
| $\phi_{fp}$                         | /                                | Facteur correctif de pression  |
| $\tau_c$                            | Pa                               | Contrainte de cisaillement   |

# Introduction générale

Une des inquiétudes majeures de ce début de siècle est la pollution atmosphérique et son impact sur l'environnement et la santé humaine. Si depuis 25 ans, la pollution due à l'industrie a baissé de 45 à 65 %, celle due aux transports a quand a elle a augmenté de plus de 30 %, et pour principale cause l'accroissement du trafic automobile.

Et c'est en milieu urbain que la situation est la plus délicate, car si la pollution dépend des conditions météorologiques et de la topographie, un véhicule consomme en ville quatre fois plus de carburant que sur autoroute, et cela est principalement dû aux encombrements urbains qui contribuent à hauteur de 75 % pour la pollution photochimique et 40 % aux retombées acides [1].

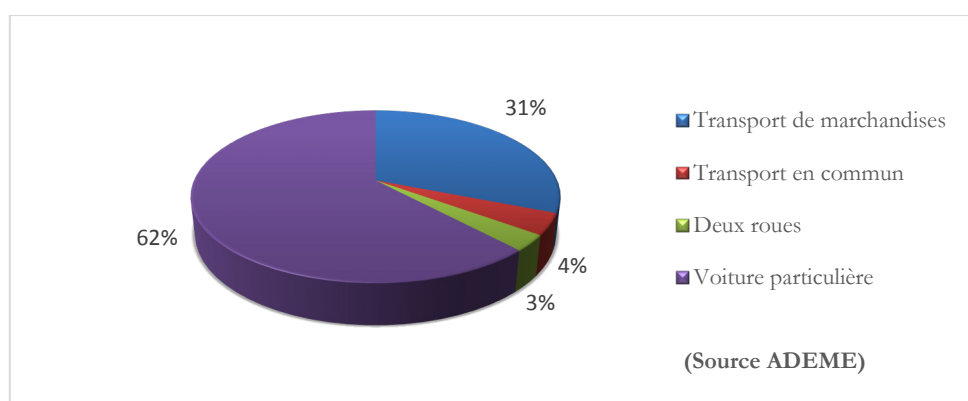


Figure 1 : Répartition du bilan énergétique des transports en milieu urbain.

Afin d'améliorer et stabiliser cette situation, la communauté internationale avec l'union européenne sont arrivées à un accord pour mettre en place des spécifications destinées à réduire les rejets dans l'atmosphère des polluants et des substances tels que : les particules en suspension, les oxydes de carbone, d'azote et de soufre... Il s'agit donc d'un ensemble de normes<sup>1</sup> de plus en plus strictes s'appliquant aux véhicules neufs, et qui ont pour objectif, la réduction de la pollution atmosphérique due au transport routier.

---

<sup>1</sup> Euro I - II - III - VI pour l'Europe, et le protocole de Kyoto pour le reste du monde.

Les normes anti-pollution appliquées aux véhicules (**Tableau 1** et **Tableau 2**) [2], fixant les limites maximales de rejets polluants<sup>2</sup>, s'inscrivent donc dans un sentiment de prise de conscience collectif sur la qualité de l'air que nous respirons, et la limitation des gaz à effet de serre de notre écosystème.

| Norme   | Euro 1 | Euro 2 | Euro 3 | Euro 4 | Euro 5             | Euro 6b            |
|---|--------|--------|--------|--------|--------------------|--------------------|
| Oxydes d'azote (NO <sub>x</sub> )                     | -      | -      | 500    | 250    | 180                | 80                 |
| Monoxyde de carbone (CO)                              | 2 720  | 1 000  | 640    | 500    | 500                | 500                |
| Hydrocarbures (HC)                                    | -      | -      | -      | -      | -                  | -                  |
| Hydrocarbures non méthaniques (HCNM)                  | -      | -      | -      | -      | -                  | -                  |
| HC + NO <sub>x</sub>                                  | 970    | 900    | 560    | 300    | 230                | 170                |
| Particules (PM)                                       | 140    | 100    | 50     | 25     | 5                  | 4,5                |
| Particules (PN) (#/km)                                | -      | -      | -      | -      | 6×10 <sup>11</sup> | 6×10 <sup>11</sup> |
| Valeurs sauf PN exprimées en mg/km (standard = g/km). |        |        |        |        |                    |                    |

**Tableau 1 : Les normes d'émission Euro pour véhicules à moteur Diesel.**

| Norme                                | Euro 1 | Euro 2 | Euro 3 | Euro 4 | Euro 5 | Euro 6b |
|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Oxydes d'azote (NO <sub>x</sub> )    | -      | -      | 150    | 80     | 60     | 60      |
| Monoxyde de carbone (CO)             | 2 720  | 2 200  | 2 200  | 1 000  | 1 000  | 1 000   |
| Hydrocarbures (HC)                   | -      | -      | 200    | 100    | 100    | 100     |
| Hydrocarbures non méthaniques (HCNM) | -      | -      | -      | -      | 68     | 68      |
| HC + NO <sub>x</sub>                 | -      | -      | -      | -      | -      | -       |
| Particules (PM)                      | -      | -      | -      | -      | 5      | 4,5     |
| Particules (PN) (#/km)               | -      | -      | -      | -      | -      | 6×10    |
| Valeurs sauf PN exprimées en mg/km.  |        |        |        |        |        |         |

**Tableau 2 : Les normes d'émission Euro pour véhicules à moteur essence ou GPL – GNV.**

On estime que l'automobile est responsable de près de la moitié des oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>) et des 2/3 du monoxyde de carbone (CO) produits artificiellement sur notre planète. Les politiques de réduction des polluants émises sur les transports routiers depuis trente ans portent leurs fruits, et tendent vers des limites quasi asymptotiques qui seront atteintes aux environs de 2020 [3].

Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) reste malheureusement exclu de ces polluants réglementés alors qu'il est fortement impliqué dans l'effet de serre, qui piège le rayonnement solaire et contribue au

<sup>2</sup> Les émissions de CO<sub>2</sub> ne sont pas prises en compte dans cette norme car il ne s'agit pas d'un gaz polluant direct (respirer du CO<sub>2</sub> n'est pas toxique pour l'homme et les animaux).



réchauffement climatique. Les quantités de CO<sub>2</sub> produites dépendent directement de la masse du carburant consommée, et elles sont en constante augmentation (prévision de +20% à l'horizon 2020) à cause du trafic et des activités industrielles qui sont en constante croissance. Le CO<sub>2</sub> émis serait donc responsable de 65% de cet effet de serre, et les transports routiers produiraient 25% des émissions mondiales de CO<sub>2</sub>, d'où l'intérêt des constructeurs automobiles à participer à la maîtrise de ces émissions [1] [2].

La pollution est principalement due aux gaz d'échappement provenant du moteur, la réduction de ces émissions passe par la réduction de la consommation du carburant. Cette consommation produit une énergie dont seulement une partie est utile, le reste se dissipe sous différentes formes ; parmi les causes de ces pertes on peut citer : la résistance aérodynamique du véhicule, l'inertie (perte par freinage), le frottement mécanique, et la faible efficacité du cycle moteur (30 à 40%) [3].

Dans un moteur, on peut distinguer quatre principales zones de pertes par frottement. Les taux relatifs de ces pertes vont avec les différents compartiments du moteur, et peuvent être évalués en réalisant des mesures de PMF<sup>3</sup> sous divers régimes de fonctionnement (Figure 2) [4] [5].

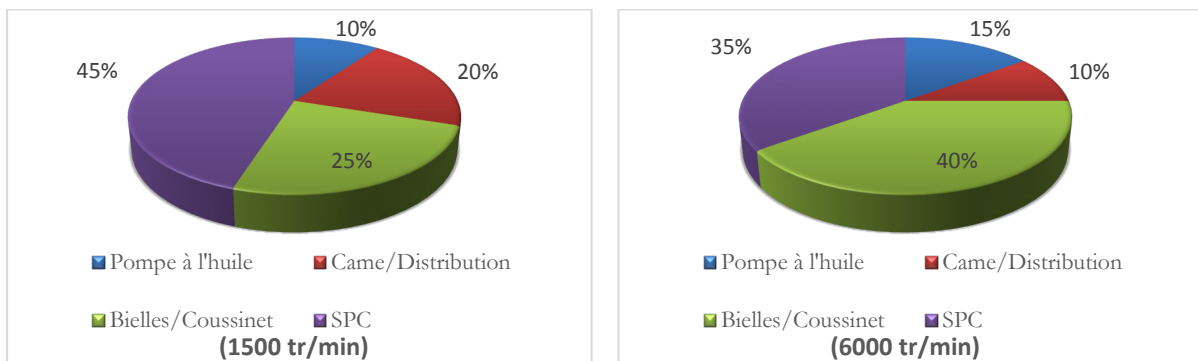


Figure 2 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans le moteur.

On remarque sur les différents graphiques que l'évolution de la part des frottements en fonction du régime moteur est différente dans les divers compartiments. Ceci est directement lié au différent régime de lubrification, comme le montre de manière schématique la Figure 3 dite Courbe de Stribeck, le coefficient de frottement  $\alpha$  est représenté en fonction de l'épaisseur du film lubrifiant sur la rugosité composite (RMS) des parties en contact [5].

<sup>3</sup> Pression Moyenne de Frottement - correspond à la pression constante théorique qui, appliquée sur le piston pendant sa course de détente, fournirait la puissance perdue par frottement.

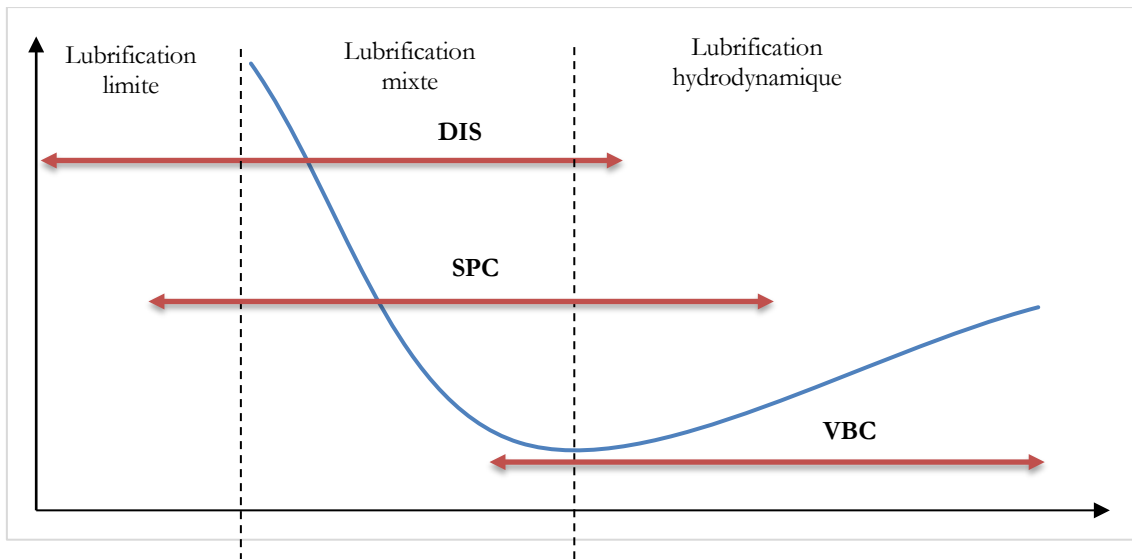


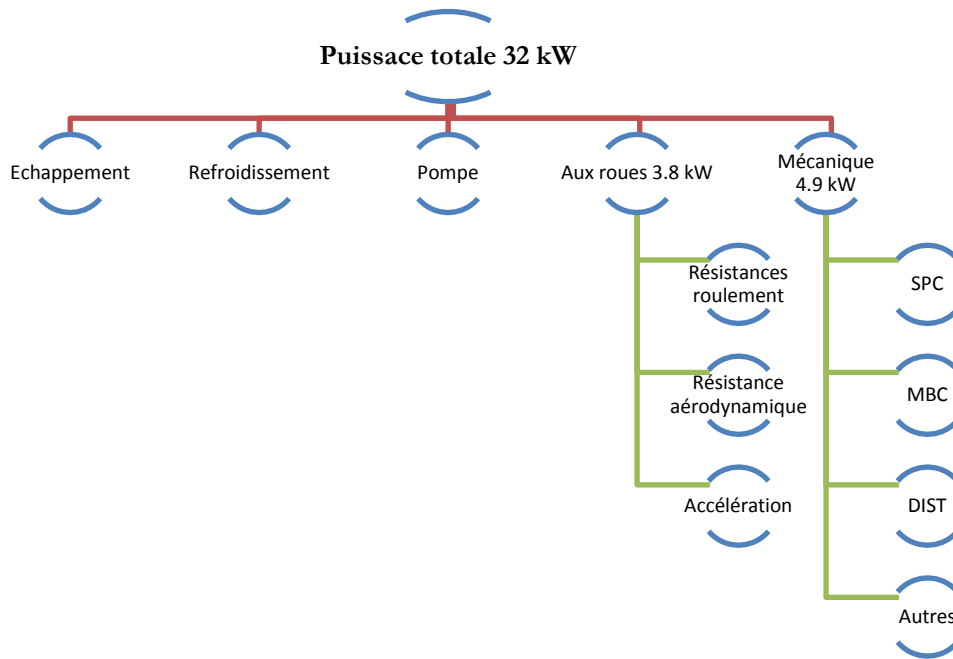
Figure 3 : Courbe de Stribeck - régimes de lubrification des composants d'un moteur.

Pour les différents régimes de fonctionnement d'un moteur, on remarque qu'en moyenne, c'est le sous-système piston-segment-chemise qui représente la plus grosse part des pertes par frottement (entre 35 et 45%). Ce qui rend cette partie une zone d'étude de premier plan si l'on veut réduire de manière significative les pertes mécaniques du moteur.

Pour bien distinguer l'impact des performances du compartiment piston-segment-chemise sur les performances globales, un exemple de distribution de la puissance globale générée par le carburant en conduite urbaine est présenté dans la **Figure 4**. Ces données montrent que seulement 12% de la puissance générée est transmise aux roues, 73% étant perdus lors du processus de combustion et 15% par perte mécanique [6].

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 de la segmentation, qui sont mesurées en termes de perte par frottement, usure, consommation et dégradation d'huile lubrifiante, affectent tous ces facteurs. L'huile partiellement brûlée coulant dans l'échappement explique les rejets et les émissions particulières [1] [3]. 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 [4]. 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 [6]. Minimiser la consommation d'huile due à la segmentation est donc d'un intérêt primordial qui peut réduire considérablement les émissions. D'autre part, le frottement du contact segments-chemise, est en fonction de la concordance géométrique du triplet et par conséquent inversement

relié à la consommation d'huile, ce qui explique 10 à 20% des pertes de puissance par frottement dans le moteur. Eventuellement, la dégradation des propriétés d'huile, qui résulte de l'oxydation à haute température, et la contamination des segments par les suies de combustion<sup>4</sup>, limitent la durée de vie des segments, du lubrifiant et affectent considérablement la satisfaction du client [5].



**Figure 4 : Répartition de la puissance globale dans une automobile en conduite urbaine.**

Afin de répondre aux réglementations de plus en plus rigoureuses sur la consommation et les émissions, 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 [7]. Pour cela, concevoir un piston et des segments d'une efficacité et fiabilité reconnue demeure aujourd'hui un défi des plus exigeants pour les fabricants et les équipementiers du secteur automobile.

A partir de ces données, il est évident de se rendre compte qu'une réduction d'environ 10% des pertes mécaniques (qui correspond à une réduction de 25% des pertes au niveau du sous-système

<sup>4</sup> 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.

piston-segments-chemise) aurait pour conséquence une réduction d'environ 1.5% de la consommation de carburant, d'où un impact direct sur la consommation du véhicule et les émissions de polluants. Et c'est l'objectif industriel de notre travail, auquel nous allons essayer d'apporter des solutions via l'étude et l'optimisation de la lubrification et la topographie des surfaces en contact, dans le but de réduire le frottement au niveau du compartiment segments-chemise, sans détériorer la consommation d'huile et le rendement moteur.

D'un point de vue théorique, il existe de nombreux modèles de lubrification du contact segments-chemise dans la littérature . La plupart d'entre eux ont un point commun qui est le fondement sur l'équation de Reynolds, et qui s'applique exclusivement à des écoulements de faible épaisseur et laminaire. Cette équation comprend des paramètres géométriques, vitesse, viscosité et pression des surfaces en contact, sa solution donne une distribution de la pression, la charge, le frottement et le débit du lubrifiant.

Ce manuscrit est structuré en cinq chapitres. Dans un premier temps, le sujet est positionné dans son contexte scientifique et industriel, à travers une introduction des éléments du triplet tribologique à étudier ; un état de l'art des processus de lubrification et des principales recherches sur l'influence de la topographie des surfaces sur ce contact ont été revues. Le second chapitre introduit les techniques nécessaires à la caractérisation de la topographie d'une surface, corrélées avec les paramètres d'analyse 2D et 3D, et propose une modélisation de la rugosité et la texture d'une chemise sous la forme d'un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales.

Le troisième chapitre présente les équations régissant la lubrification entre les segments et la chemise, et propose une analyse en régime hydrodynamique et limite des effets de la texturation de surface sur le coefficient de frottement et la distribution d'épaisseur du film lubrifiant. Différents paramètres sont analysés tels que l'influence de la rugosité sur la pression hydrodynamique et l'effet de la température sur la viscosité et le maintien du film lubrifiant. Dans le chapitre quatre, les méthodes numériques utilisées pour résoudre le problème sont présentées avec le détail des discrétisations de l'ensemble des équations régissant la lubrification dans le triplet de l'étude, avec les résultats du modèle de simulation développé qui sont présentés dans un dernier chapitre pour un moteur diesel de type SNVI - F4L912 fonctionnant avec une huile multigrade SAE 5W20.

Enfin, un bilan général pour terminer nous permettra de rappeler les points essentiels de l'étude, tout en soulignant les avancées mais aussi les difficultés rencontrées, et de préciser les compléments que nécessite ce travail et d'en donner les perspectives.

# Chapitre I

## VUE D'ENSEMBLE DU SYSTEME SEGMENTS CHEMISE ET ETAT DE L'ART

Dans l'automobile, on distingue deux types de moteurs à combustion interne : le moteur à allumage par compression (auto-inflammation) et le moteur à allumage commandé. Ils sont identiques du point de vue architecture moteur [7].

L'amélioration du rendement mécanique des moteurs à combustion interne relève des domaines de la lubrification et de la tribologie. La tribologie nous permet de comprendre les mécanismes liés au contact. Celui-ci se compose de deux corps en contact dans un environnement et d'une interface appelée communément troisième corps se composant dans notre cas du film de lubrifiant, et des débris d'usure.

Les principaux organes du moteur en contact sont :

- La distribution ;
- Les éléments paliers/vilebrequin et paliers/bielles ;
- Les accessoires comme la pompe à huile ;
- L'ensemble Segment Piston Chemise.

### 1.1 Le système Segments-Piston-Chemise « SPC »

#### 1.1.1 Fonction du piston et des segments

Dans le moteur à combustion interne, le sous-ensemble composé du piston-bielle-maneton, convertit l'énergie thermique issue de la combustion du carburant en énergie mécanique (**Figure 5**). Ce système transforme le mouvement rectiligne en mouvement rotatif grâce à l'énergie récupérée de l'explosion dans le cylindre. Le piston et les segments doivent donc transmettre au vilebrequin, par l'intermédiaire de la bielle, les efforts dus au gaz de combustion dans le cylindre (jusqu'à 7,5 MPa pour les moteurs à essence non suralimentés et jusqu'à 14 à 18 MPa pour les moteurs diesel suralimentés de camions) [8].

Le piston qui sert à comprimer les gaz en vue d'une explosion, est très souvent composé de trois segments qui ont des profils de face et des fonctions différents. On distingue en allant du haut du piston vers le bas, le segment coupe-feu, d'étanchéité, et racleur (**Figure 5**).

Dans ce sous-ensemble, La fonction primaire des segments est d'assurer l'étanchéité de la chambre de combustion afin d'empêcher la propagation vers le bas moteur de la flamme de combustion en partie responsable de la consommation d'huile. Cependant, sans lubrification, une usure entre les segments et la chemise mène à 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. Une troisième fonction des segments qui est particulièrement importante, est la dissipation de la chaleur du piston vers le cylindre [7].

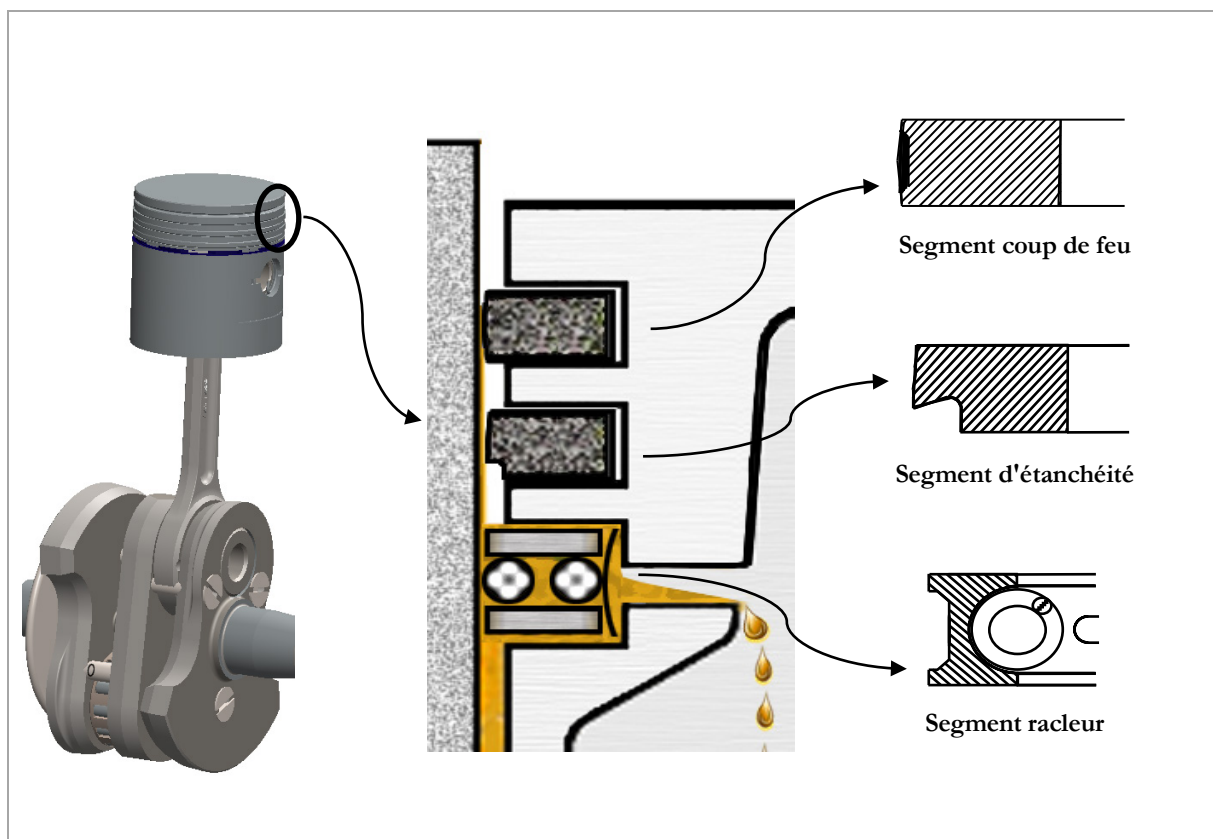


Figure 5 : Sous-ensemble Segments-Piston-Chemise.

### 1.1.2 Description de la segmentation

Les segments sont des anneaux élastiques ouverts situés dans des rainures faites dans la tête du piston « gorges des segments » formant des joints coulissant entre le piston et la chemise (Figure 5). Ils se déplacent avec le piston le long du cylindre pendant la combustion et peuvent être au nombre de 2,3 ou 4 allons jusqu'à 5 suivant la cylindrée du moteur. La section transversale de chacun des segments est différente, ces différentes conceptions reflètent le rôle unique de chaque segment

(Figure 6). Afin que ce sous-système puisse atteindre efficacement ces fonctions, chaque segment joue un rôle spécifique.

Le segment de dessus dit segment coup de feu ou de feu, assure l'étanchéité du carter des gaz de combustion « Blow-By<sup>5</sup> », c'est un segment qui se trouve au plus près de la chambre de combustion, et il est soumis à de très fortes sollicitations thermiques et mécaniques. De ce fait, des phénomènes destructeurs allant du gommage du matériau à l'usure adhésive apparaissent à cause de la température de sa face extérieure. Le plus souvent, ce segment est revêtu soit d'une couche dure de chrome, soit d'une couche plus épaisse de molybdène. Le chrome a comme tendance de bien résister à l'usure, la pression et la vitesse du piston, le molybdène étant plus efficace mais plus coûteux [8].

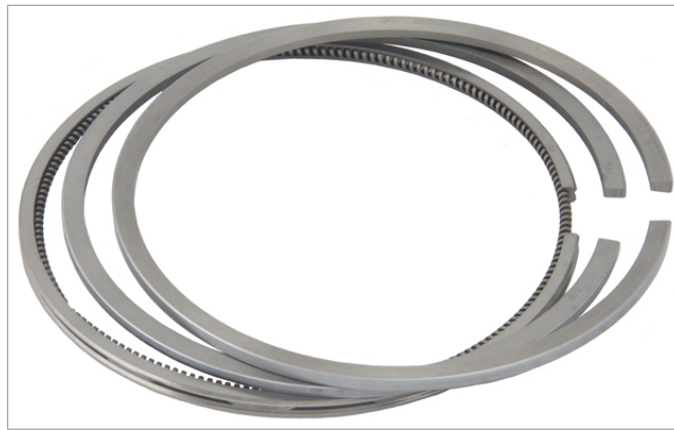


Figure 6 : Forme générale des segments.

Le deuxième segment dit segment d'étanchéité ou de compression, complète l'action des deux autres segments. Il bloque les gaz passés au travers du premier segment, et renvoi vers le carter une partie de l'huile passé au travers du troisième segment. Il est soumis à des températures de fonctionnement plus basse que le segment de feu, et a une meilleure lubrification que celle du premier segment. Ce segment subit donc des sollicitations thermomécaniques moins importantes que celles subies par les deux autres [8].

Le troisième segment dit segment racleur, joue un rôle de régulateur de quantité d'huile qui passe du carter pour lubrifier les segments supérieurs. Il limite la quantité d'huile présente entre les contacts des deux autres segments et la chemise. Il est généralement composé de deux rails minces en haut et

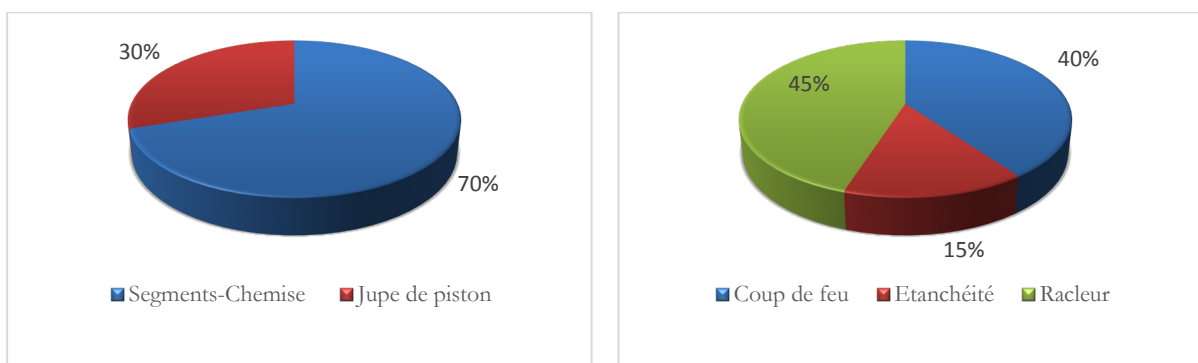
---

<sup>5</sup> Blow-By (anglais.), est le passage à travers les segments d'une partie des gaz de combustion dans le carter ; ce phénomène a comme effet la diminution du rendement et la dégradation de l'huile.

en bas d'une gorge perforée servant à évacuer une partie de l'huile, avec un ressort en spirale placé derrière la gorge [7] [9].

### 1.1.3 Lubrification de la segmentation

Dans le système SPC, les pertes par frottement proviennent de deux types de contact « jupe de piston-chemise et segments-chemise ». La contribution de chaque compartiment est schématisée dans la **Figure 7** [10]. Le frottement est majoritairement concentré sur les segments coup de feu et racleur, ces segments sont les plus touchés par les différentes sollicitations thermiques et mécaniques.



**Figure 7 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans l'ensemble SPC.**

Dans ce contact, la lubrification permet de diminuer le coefficient de frottement ainsi que l'usure des pièces en contact. Ce coefficient qui varie suivant les données considérées, est étudié dans un régime spécifique et dépend de plusieurs paramètres « vitesse de glissement, géométrie du contact, propriétés rhéologiques de l'huile et charge appliquée sur le segment ». Pour une configuration donnée, la valeur du coefficient de frottement est directement proportionnelle à la force tangentielle s'opposant au glissement du contact. La courbe de Stribeck (**Figure 3**) permet de déterminer les régimes de lubrification détaillés au paragraphe 1.2 [6]. Si on positionne les sous-systèmes du moteur sur cette courbe, on peut observer la large gamme des pertes par frottement occupée par le contact piston-segments-chemise (**Figure 3** et **Figure 8**).

Les différents régimes de lubrification possible entre segments-chemise sont : la lubrification limite, mixte, et hydrodynamique [11].



Dans le régime hydrodynamique « au voisinage du point-milieu<sup>6</sup> », la charge est supportée uniquement par le film d'huile, la totalité de la surface du segment est couverte de lubrifiant d'où un frottement quasi-inexistant ; ce régime intervient uniquement lorsque la vitesse de glissement est élevée, et la pression derrière le segment faible. Dans le régime lubrification mixte « au voisinage du PMH et PMB » : une partie du segment est seulement lubrifiée ; la charge étant supportée par le film d'huile et les aspérités des surfaces ; ce régime intervient uniquement lorsque la vitesse est faible et la pression derrière le segment élevée. Enfin, pour la lubrification limite, cas où la présence du lubrifiant est inexistante, la charge est entièrement supportée par les aspérités de surface.

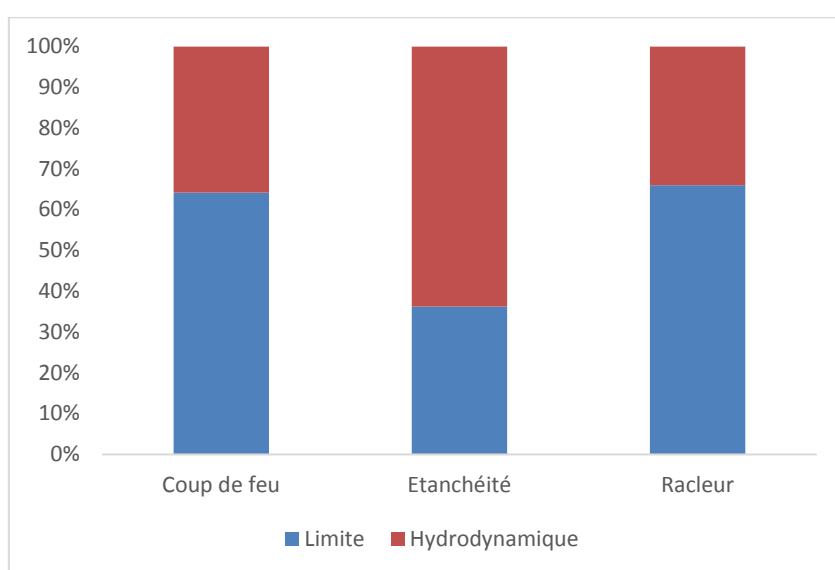


Figure 8 : Répartition des régimes de lubrification de la zone SPC pour chaque segment.

Le contact segments-chemise a fait l'objet de plusieurs études et modélisation dans le régime hydrodynamique [11], mixte [12], et élastohydrodynamique [13]. Cependant, comme l'indique la Figure 3, l'augmentation des charges rend les paramètres tribologiques difficiles et amène la lubrification du contact segments-chemise à la frontière des régimes mixte et limite [14] [15]. Ceci se traduit par une forte contribution du frottement limite (Figure 8) [16] qui mène à une importante augmentation de la dissipation d'énergie, il est donc essentiel de renforcer la compréhension du mécanisme de frottement dans ces régimes-là.

Pour répondre au problématique de la lubrification du contact segments-chemise, plusieurs techniques sont explorées, l'une des voies les plus suivies est l'optimisation de la morphologie des

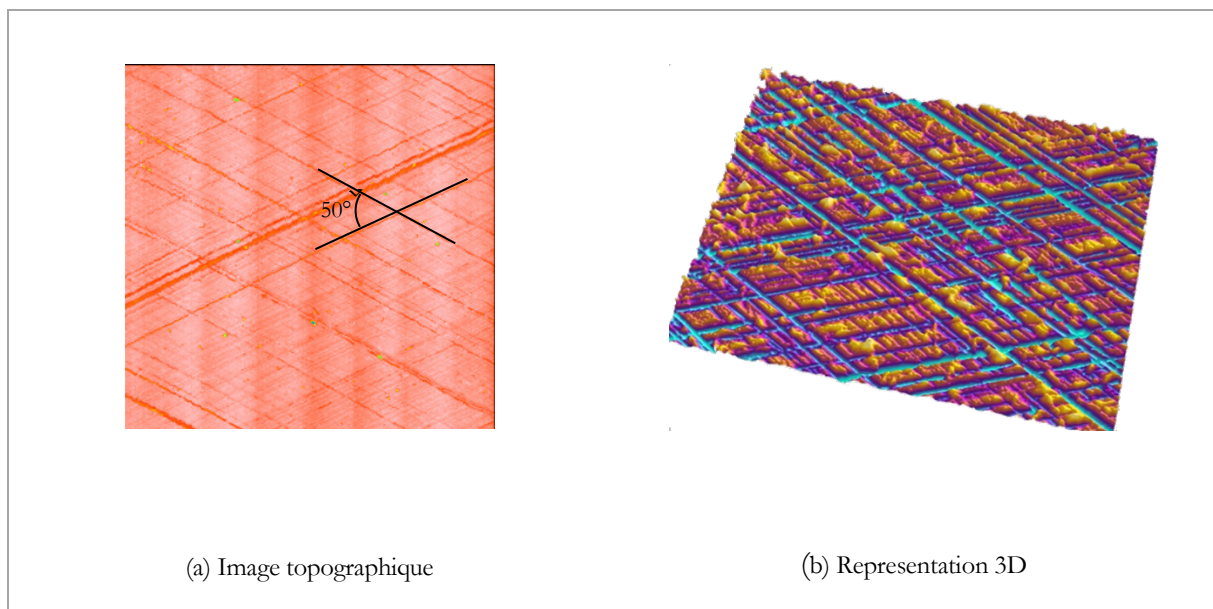
<sup>6</sup> Correspond au point équidistant entre le PMH et le PMB, où le piston atteint sa vitesse maximale.

surfaces. La suite de ce chapitre sera consacrée donc à établir un état de l'art critique et globale sur l'utilisation de la texturation de surface, et son rôle dans le contrôle du comportement tribologique du contact segments-chemise.

#### 1.1.4 Topographie des surfaces

Toute surface n'est jamais parfaitement lisse, elle présente plusieurs irrégularités micro ou macro-géométriques principalement due aux méthodes d'usinage, outils utilisés, mais aussi à la nature du matériau utilisé. L'ensemble de ces défauts de surface constitue la rugosité, et sont définies par comparaison avec une ligne "moyenne" et classées en deux catégories : des aspérités ou "pics", et des cavités ou "creux".

Cette rugosité a une influence considérable sur la lubrification et le frottement d'un contact tribologique, et cela particulièrement lorsque la hauteur du contact et l'épaisseur du film d'huile ont le même ordre de grandeur. La **Figure 9** présente un exemple de topographie de surface d'une chemise en 2D et 3D [17], qui ont été acquises par relevé interférométrique. On voit apparaître des réseaux et des stries d'usinage qui sont fondamentaux pour la performance tribologique du contact segments-chemise.



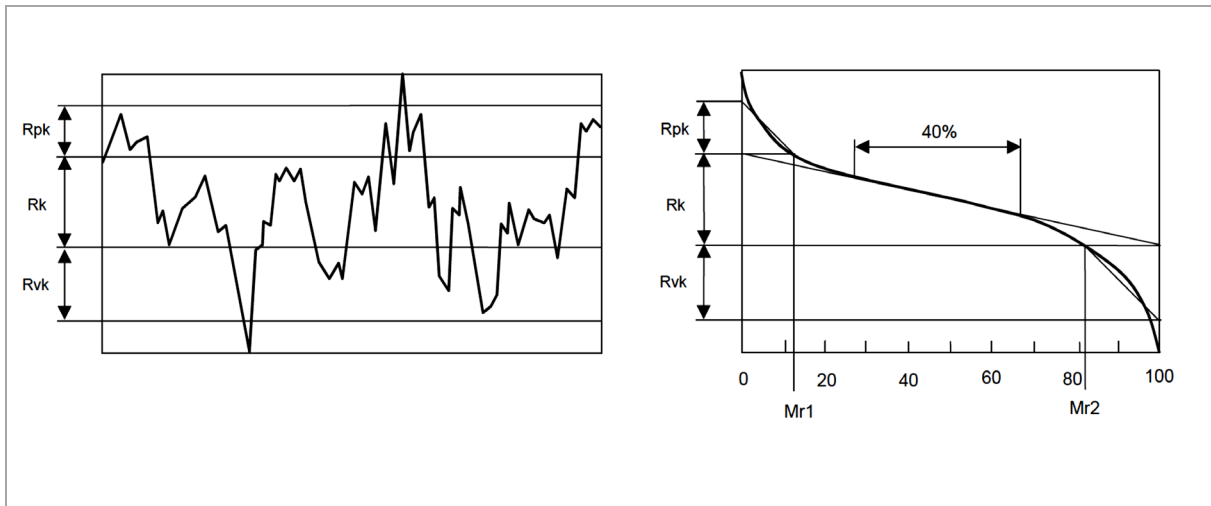
**Figure 9 : Exemple de texture de surface d'une chemise.**

Dans le monde automobile ; la texture classique des chemises est constituée de plateaux lisses et réguliers, séparés par des stries de lubrification. Les stries ont en général une angularité d'environ  $50^\circ$ ,

des largeurs de 50  $\mu\text{m}$  et des profondeurs de l'ordre de 10~20  $\mu\text{m}$ . Quant aux plateaux, ils présentent une striation fine correspondant à des valeurs de  $Ra^7$  de 0.1 à 0.2  $\mu\text{m}$ .

Pour mesurer la capacité des textures d'une surface à stocker de l'huile, on peut déterminer des paramètres statistiques à partir d'un profil de rugosité ou d'une image 3D.

Les profils de rugosités ressemblent aux enregistrements électriques du bruit, des méthodes statistiques ont été utilisées pour les analyser. L'introduction des méthodes statistiques à l'analyse de la topographie des surfaces a été faite par Abbott et Firestone en 1933, quand ils ont proposé pour un roulement une courbe de moyenne afin de représenter le profil [18]. Cette courbe représente le contact réel, également connu sous le nom de la courbe d'Abbott, elle est obtenue à partir du profil de surface [19]. Un exemple de profil de rugosité avec ces différents paramètres observés sur une surface usinée est montré sur la **Figure 10** [20].



**Figure 10 : Profil de la rugosité de surface avec ces paramètres suivant la norme DIN 4776.**

Dans la pratique et en matière de technologie, les paramètres les plus utilisés pour mesurer la rugosité d'une surface sont en général :

- $Ra$  : hauteur moyenne des aspérités sur la longueur du profil « centre-line-average or Roughness average » ;
- $Rq$  ou  $RMS$  : hauteur moyenne quadratique des aspérités « root mean square » ;
- $Rt$  : la valeur moyenne de la hauteur maximum des aspérités « mean value of the maximum peak-to-valley height » ;

<sup>7</sup> Rugosité arithmétique moyenne ou hauteur moyenne des aspérités sur la longueur du profil.

- $R_z$  : la taille en dix points « ten-point height ».

Il est également possible de tracer la courbe d'Abott-Firestone **Figure 10**, qui représente le taux de portance de la surface pour une hauteur donnée. Elle permet de déterminer les paramètres suivants :

- $Rpk$  : profondeur réduite des pics ;
- $Rk$  : profondeur de rugosité du cœur. Ce critère définit la hauteur efficace des rugosités ;
- $Rvk$  : profondeur moyenne des creux. Ce critère définit le volume des réserves d'huile ;
- $Mr_1$  : taux de portance minimum ;
- $Mr_2$  : taux de portance maximum.

Pour les chemises de moteur, ces paramètres décrivent mieux une surface présentant, des pics peu marqués et des creux importants.

Des expériences récentes [21] [22] ont montrées l'impact et le rôle d'une texturation optimale sur le coefficient de frottement, et la prévention de l'usure et du grippage. Il est clairement démontré que la topographie de surface permet d'améliorer les performances du contact segments-chemise. Néanmoins, compte tenu de la complexité du contact, l'impact précis de la disposition des canaux d'huile et des stries sur la lubrification et le frottement ne sont pas totalement explorés. Des considérations statistiques de surface adaptées, permettront d'aboutir à des configurations et des topographies optimales, afin d'améliorer les performances du contact.

## 1.2 Modèles et modélisation du contact segments-chemise : Etat de l'art

### 1.2.1 Perspective historique

L'histoire de l'invention et l'utilisation des segments remonte à bien loin avant la révolution industrielle. Les Grecs aux alentours de 250 avant J.C., ont été les premiers à employer un système qui scelle un cylindre pour soulever de l'eau. Cependant, le développement de telles machines a été abandonné pendant le moyen âge, et la technologie du système piston-cylindre n'a pas été reprise qu'au 17<sup>siècle</sup> [23].

De grandes avancées ont été réalisées pendant le développement du moteur à vapeur, James WATT a boulonné une matrice de chanvre étroitement attachée 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 ensembles devenus plus complexes impliquaient en général le montage de ressorts pour assurer une bonne étanchéité. Dans la moitié du 19<sup>siècle</sup>, John RAMSBOTTOM a proposé un modèle simple

et ingénieux qui éliminerait tout le besoin des assemblages complexes déjà utilisés. Sa conception consistée en un anneau de diamètre plus grand de 10% que le diamètre du cylindre en lequel il serait installé, tout en utilisant sa propre élasticité pour sceller l'interface du cylindre [23].

Durant les années 20, les anneaux métalliques de Ramsbottom ont été employés intensivement, et il n'y avait pas de besoin réel de développement en raison des conditions de fonctionnement simple et basique. Cependant, avec le développement et la progression des vitesses et des charges, la consommation d'huile et le transfert thermique posaient de plus en plus de problèmes dans un environnement de plus en plus dur. Des efforts étaient donc nécessaires pour optimiser la conception des anneaux de Ramsbottom dans un but de minimiser le frottement et l'usure. Des études plus détaillées sur le frottement et la lubrification des segments ont ainsi commencés [23].

### 1.2.2 Modélisation de la lubrification et du frottement

Une excellente façon de revoir l'histoire des segments et des anciennes études peut être trouvée dans le travail du groupe Dowson [23] [24], Ting [25] et McGeehan [26]. Une évolution substantielle a été faite par les chercheurs durant les décennies passées, et qui a mené à une meilleure compréhension du comportement des segments et de leur effet sur le fonctionnement du moteur.

L'application de la théorie hydrodynamique de lubrification aux segments a été utilisée pour la première fois 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 Blow-By. Par la suite, une analyse complète a été faite dans le travail de Dowson [27] [28] avec l'application de conditions aux limites plus réalistes. Les contributions les plus importantes de cette référence sont : 1ere condition d'entrée appliquée en considérant différentes sources d'huile pour différents segments, et 2eme condition de sortie (condition de Reynolds) est appliquée pour la lubrification hydrodynamique. L'effet de la forme du segment sur l'épaisseur de film d'huile a été aussi considéré et s'est avéré très significatif.

Par la suite, plusieurs modèles et études ont vu le jour ayant comme axe de recherche : les différents régimes de fonctionnement du moteur, les différentes caractéristiques des segments et des chemises, le type de lubrification, le frottement, l'usure et l'épaisseur du film d'huile [15]. Akalin et Newaz [12] ont proposé un modèle qui simule le contact segments-chemise en lubrification mixte. Les résultats trouvés comparés avec des résultats expérimentaux montrent que l'essentielle du cylindre se trouve en régime de lubrification hydrodynamique. Néanmoins, le coefficient de frottement subit une légère augmentation aux PMB et PMH, et cela en raison du passage d'un régime

hydrodynamique à un régime mixte. Quelques chercheurs ont également développé des modèles uni et bidimensionnel, en se concentrant sur les effets de la déformation du cylindre, la dynamique des segments, la géométrie du segment, l'épaisseur de film d'huile et des écoulements des gaz Blow-By [28] [29] [30] [31].

Taylor et son équipe [32] étaient les premiers à faire une étude sur les effets du taux de cisaillement des couches d'huiles 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 [33] et du frottement [34] pour différents types de lubrifiants. D'excellents résultats ont été obtenus, qui démontrent qu'un modèle unidimensionnel convient à étudier le frottement et les effets des types des huiles sur le contact segments-chemise.

Les principales formes d'usure des chemises sont l'abrasion, la déformation plastique et la fatigue. L'abrasion se manifeste lors du rodage de moteur. Les particules dures générées contenues dans l'huile lubrifiante, peuvent avoir comme conséquence l'usure abrasive lors des utilisations postérieures.

La solution analytique proposé par Ting [35], pour déterminer le profil d'usure du cylindre provoqué par le mouvement de vas et viens des segments a été confirmée par plusieurs expériences [36].

Hill et Newman [37] lancent un projet qui vise une conception qui réduit le frottement. En se basant sur une analyse simple, ils ont déterminé quatre facteurs qui sont : la largeur du segment, la pression propre du segment, le nombre de segments, et le profil adéquat des géométries des segments sur la chemise. Ils ont constaté que les segments avec une plus petite largeur axiale ont réduit le frottement, mais cette réduction a été accompagnée par une réduction de rigidité axiale. Différents matériaux ont été étudiés pour compenser cet effet, ils ont constaté que les segments en acier enduraient 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 corrélation simple dans laquelle la concordance du contact s'est avérée inversement proportionnelle à la largeur radiale du segment au cube, et donc ce facteur a été considéré le plus important pour maximiser l'étanchéité.

Plusieurs modèles [38] [39] [40] [41] ont permis de mesurer le frottement et l'usure par abrasion en prenant en compte les variations de la température, la charge, la dégradation d'huile, et les propriétés du matériau. Où la profondeur prévue d'usure s'est bien corrélée avec les mesures expérimentales.

Dans les modèles de lubrification du contact segments-chemise, plusieurs hypothèses simplificatrices sont généralement faites. Le lubrifiant est souvent considéré comme Newtonien<sup>8</sup>. Néanmoins, il existe des modèles plus complet et sophistiqués pour lesquels la viscosité varie avec les contraintes de cisaillement [42] [43] [44]. Des études sur le transport de l'huile dans le système segments-piston-chemise ont été aussi menées par Gamble [45], Thirouard [46], Stark [47], où ils présentent son influence sur l'épaisseur minimale de film d'huile. Il existe aussi des techniques qui permettent de visualiser le transport d'huile et mesurer l'épaisseur du film lubrifiant [48] [49] [50].

Des conditions aux limites variées sont utilisées pour les 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 zone de cavitation où la pression est nulle. Plusieurs études ont proposé de nouvelles conditions aux limites [51] [52], avec des modèles prenant en compte le phénomène de cavitation et de rupture du film d'huile [53] [54] [55].

### 1.2.3 La texturation des surfaces

Comme vu dans le paragraphe 1.3.4, la rugosité des surfaces est un des éléments clé pour la réduction du frottement et de l'usure ; elle a bénéficié d'une attention particulière dans la littérature spécialisée. Une bonne façon de relater son histoire se trouve dans l'étude de Masuzawa [56] et Etsion [57].

Le frottement entre les segments et la chemise est en fonction de la charge, la topographie des surfaces et la lubrification du contact qui elle, est liée à la viscosité de l'huile. Rohde [58] était le premier à proposer un modèle de lubrification mixte pour les segments, en utilisant le modèle d'équation de Reynolds en régime mixte établi par Pâtir et Cheng [59], des conditions aux limites de Sommerfeld, et un modèle de contact de surface rugueuse Greenwood-Tripp [60]. Son modèle a étudié l'effet de la rugosité des surfaces et l'orientation des aspérités sur le frottement entre les segments et la chemise, un contact dur des aspérités a été détecté aux extrémités de la course, particulièrement autour du PMH lors de la compression/explosion, où la pression élevée des gaz donne une charge radiale supplémentaire sur le segment supérieur. Il 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 revues.

---

<sup>8</sup> Désigne un fluide qui, à température constante, a une viscosité qui reste constante quel que soit la valeur de la contrainte qui lui est appliquée.

Sanda et Someya [61] ont effectué une étude théorique et expérimentale sur l'effet des différentes amplitudes et directions sur la lubrification du contact segments-chemise. Ils ont montré que l'effet de la rugosité sur le frottement augmente seulement lorsque l'épaisseur du film lubrifiant diminue. Selon cette étude, la rugosité a un effet sur le frottement uniquement aux points PMB et PMH quand le film d'huile est fin.

Dans le modèle de Sui et Ariga [62] [63] qui prend en considération la topographie de la chemise dans un mode de lubrification mixte, des résultats de simulation ont été comparés aux résultats expérimentaux. Ces résultats montrent une possibilité de réduction du frottement atteignant les 9% par une modification de l'orientation des aspérités de la texture. Selon cette étude, l'épaisseur du film lubrifiant entre le segment coupe-feu et la chemise est en moyenne peu influencée par la texture, d'où les changements en frottement aussi. Cependant, ce segment subit les frottements les plus importants par rapport aux deux autres, et cela est dû principalement à un contact plutôt limite qu'hydrodynamique ou mixte avec la chemise. Quant aux segments d'étanchéité et racleur, l'étude montre en revanche que les valeurs du frottement sont différentes selon la texture utilisée.

Michail et Barber [64] [65] ont proposé un modèle mathématique, basé sur l'équation de Reynolds donnée par Pâtir et Cheng [59], pour étudier les effets de l'angle de striation et le rodage des plateaux sur l'épaisseur du film d'huile. Ils ont constaté qu'une chemise avec des surfaces striées augmente l'effet hydrodynamique dans le contact. Ils ont montré également que des textures de surface avec des angles de striation inférieurs à 75° augmentent l'épaisseur du film d'huile. Ces résultats vont dans le même sens des conclusions de Sanda [61], Ariga [62], Sui [63].

Une étude numérique complète sur l'impact de la texturation de la chemise sur le frottement a été conduite par Organisciak [66]. Le modèle développé se base sur un couplage de l'équation de Reynolds avec un régime hydrodynamique transitoire, pour différentes géométries de texturation (coupelles, stries discontinues horizontales, stries continues dans la direction du pierrage). Caciuc [67] quant à lui, a étudié l'influence de la texturation de la chemise sur le frottement, en comparant plusieurs modèles numériques traitant la lubrification en se basant sur l'équation de Reynolds et Navier-Stokes à la fois.

D'autres modèles numériques plus récents ont été proposés par Spencer [68] [69] et Mezghani [70] sur la texturation de la chemise. Les études sont basées sur des comparaisons de chemises texturées avec différents angles de striation et formes de coupelles en considérant la cavitation.

Pour la texturation des segments, Ronen [71] a présenté un modèle résolvant simultanément les équations de Reynolds et du mouvement pour des segments texturés par gravure laser "Laser Surface Textured". Une texturation complète des segments est appliquée. Il a étudié différentes micro-



géométries basées sur des coupelles (variation de diamètres, profondeurs, nombre de motifs et densité). L'étude met en évidence une géométrie optimale, pour un ratio profondeur/diamètre proche de 0,1 qui mène à des réductions de frottement de 30%. L'étude expérimentale de Ryk [72] montre une bonne corrélation avec les résultats théoriques. Les paramètres de textures offrent une réduction du frottement lorsque le diamètre de microcavités est de l'ordre de 100  $\mu\text{m}$ , avec une profondeur de 10  $\mu\text{m}$  et une densité de 12 %.

Kligerman [73] a adapté le modèle de Ronen [71] en utilisant une texturation partielle du segment de l'ordre de 50 %. Le coefficient de frottement a diminué de 30 autre pourcent pour une texturation faites sur les extrémités, avec un ratio de profondeur/diamètre de l'ordre de 0,1  $\mu\text{m}$ . Ryk [74] quant a lui a testé sur banc d'essai le modèle de Kligerman [73] en utilisant deux formes de segments « bombé non texturés et texturés ». Les résultats théoriques sont confirmés : 25 % de réduction de frottement sur le modèle texturé, et aucun gain de frottement n'est noté sur le modèle non texturé.

On peut donc apercevoir que l'étude du triplet segments-chemise est passionnante et présente un intérêt majeur, malgré les résultats divergents et incohérents de temps à autre. Les avancées scientifiques actuelles sur ce sujet présentent un consentement sur l'utilisation de la texturation pour une importante réduction du frottement et perte de charge.

# Chapitre II

## CARACTERISATION DE LA TOPOGRAPHIE DES CHEMISES

Un des leviers pour améliorer les performances du contact segments-chemise est l'optimisation de la topographie des surfaces. Celle-ci influence la qualité de la séparation du contact ; mais aussi le transport du lubrifiant par les segments le long de la chemise. Avant que nous entrons dans les détails de la modélisation, il est nécessaire de caractériser précisément la topographie des surfaces, techniques de mesure de rugosité, techniques de mesure des texturations, ainsi que les paramètres de quantification de ceux-là. Tout-cela afin de pouvoir appréhender rigoureusement l'effet du couplage surface texturée/film d'huile et leurs influences sur la réduction du frottement. Puis à partir de cet inventaire et des principes fondamentaux de chacune de ces techniques, un travail important est consacré à la modélisation d'une surface de chemise texturée décrite comme un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales.

### 2.1 Méthodes de texturation des chemises

La plupart des pièces du moteur sont issues de l'industrie métallurgique. À leur réception par le constructeur automobile, une grande variabilité des états de surfaces est aperçue. L'abrasion par grenailage<sup>9</sup> ou le galetage<sup>10</sup> sont les premières opérations qui vont permettre une maîtrise de rugosité jusqu'à un ordre de grandeur de 0.5mm [75]. À partir de l'état de surface obtenu, on cherchera à introduire une "texturation" qui va permettre de créer une rugosité plus "précise" sur l'interface de la surface (Figure 11).

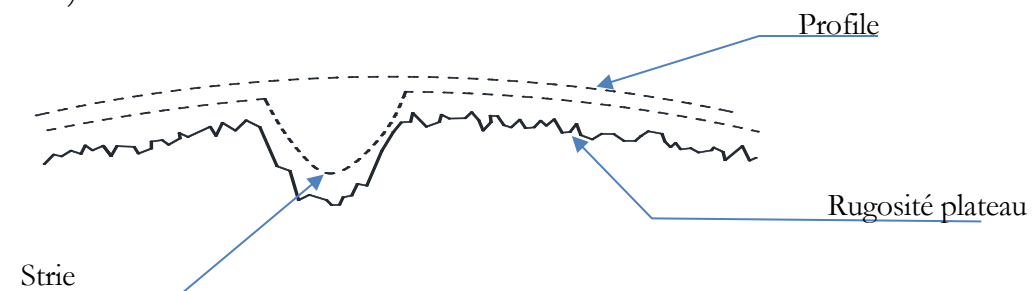


Figure 11 : Profil de rugosité de surface texturée.

<sup>9</sup> Polissage à l'aide de microbilles est projeté contre la surface.

<sup>10</sup> Des déformations plastiques appliquées localement sur la surface avec un galet générant une géométrie spécifique.

### **2.1.1 Texturation à l'aide d'un diamant**

Dans ce procédé d'usinage, un diamant est utilisé pour réaliser la texturation, 3 paramètres permettent de contrôler la texture obtenue :

- la vitesse de rotation du rodoir,
- la vitesse de déplacement vertical,
- la vitesse d'abrasion des diamants.

Ce procédé a plusieurs avantages : rapidité, bonne finition, peu coûteux, facile à mettre en place sur les chaînes de production, mais la surface s'en trouve légèrement déformée autour de la texture.

### **2.1.2 Texturation avec des procédés chimiques**

Dans cette technique, un film protecteur est posé sur la surface de la pièce. Ce film est muni de motif par lequel un acide va s'infiltrer pour attaquer l'interface. La concentration utilisée et le temps laissé avant le rinçage déterminent la profondeur de la texture souhaitée. Cette technique a l'avantage de ne pas entraîner de déformation du matériau autour de la texture, de ne pas générer de débris pouvant subsister dans le contact, mais elle est très lourde à mettre en place sur une chaîne de production, car il faut isoler toutes les parties qui ne seront pas concernés par la texturation.

### **2.1.3 Texturation avec LASER « LST »**

Cette technologie est en constante amélioration. Elle permet de former des motifs de la taille et de la profondeur souhaitée, d'où la possibilité de réaliser des textures sur des pièces de plus petite taille comme les segments par exemple. Ce procédé est facile à mettre en œuvre, mais reste coûteux à l'achat et demande beaucoup de temps pour réaliser des textures, ce qui implique son utilisation uniquement pour l'expérimentation et pas la production de masse.

## **2.2 Techniques de mesure des texturations**

### **2.2.1 Microscope interférométrique à lumière blanche « WLI »**

L'interférométrie optique est généralement la technique la plus utilisée pour réaliser des mesures de rugosité. Par le passé, des mesures 2D uniquement étaient possible, mais aujourd'hui des mesures 3D sont également possible en prenant plusieurs mesures 2D superposé.

Le principe de l'interférométrie optique est fondé sur l'interprétation des franges d'interférences générées par deux ondes homogènes entre elles, le microscope interférométrique à lumière blanche utilise un faisceau lumineux incident divisé en deux parties : l'un réfléchi par la surface à mesurer et l'autre par un miroir de référence. Sur une caméra CCD, les deux ondes du faisceau réfléchies sont

recombinées et leur différence de phase crée des franges d'interférences ou inter-férogramme, L'acquisition faite est ensuite transférée vers un ordinateur pour être analysée dans le but de reconstruire la surface mesurée. Plusieurs modes d'acquisition et d'analyse existent qui permettent avec le même appareil d'accéder à une large gamme de rugosité de quelques nanomètres à plusieurs centaines de micromètres.

### **2.2.2 Microscope Electronique à Balayage « MEB »**

Le microscope électronique à balayage (ou Scanning Electron Microscopy) est capable de produire des images à haute définition a un principe qui repose sur l'interactions électrons-matière. Un faisceau d'électrons balaye la surface à analyser qui en réponse réémet des électrons. Ces électrons seront par la suite analysés selon leurs niveaux d'énergie par différents détecteurs. Deux types d'électrons sont distingués : les rétro diffusés (BSE) et les secondaires (SE). Ceux du type SE fournissent une observation en niveau de gris ; tandis que les types BSE donnent une information sur le numéro atomique des éléments présents dans la zone analysée. Son avantage est de donner une observation de la gamme de résolution sur un large spectre ce qui permet de contrôler les textures sur plusieurs échelles (millimétriques à submicrométriques), mais son principal inconvénient est qu'il fournit seulement une analyse qualitative de la surface et non quantitative.

### **2.2.3 Microscope confocal chromatique « CLSM »**

Le principe de la microscopie confocale porte sur aberration chromatique : la mesure de l'état de surface passe par l'exploitation des défauts de lentilles optiques. Aberration chromatique provoque une diffraction de la lumière blanche qui se décompose en longueur d'onde du bleu au rouge entre 450 et 750 nm. Les couleurs associées et parfaitement définies sont utilisées comme des graduations : lorsque la lumière blanche envoyée sur la surface touche un point précis, celui-ci renvoie directement une couleur défini liée à sa hauteur. Ensuite, le déplacement de l'objet pour obtenir d'autres points créés par le même procédé une représentation tridimensionnelle de la topographie de la surface complète. L'avantage de ce procédé et qu'il offre une flexibilité de mesure importante qui peut être adaptée à tout type de métrologie.

### **2.2.4 Microscope à force atomique « AFM »**

Le Microscope à Force Atomique permet de réaliser une cartographie tridimensionnelle très précise des surfaces, son principe de fonctionnement repose sur le balayage de la surface par une pointe en silicium qui a un rayon de courbure de 5 nm. La déviation du levier est donnée par un laser

qui se réfléchit sur le dos de la pointe et atteint deux photodiodes. Une déflexion qui résulte des variations topographiques de l'interface permet de reconstruire la surface avec une résolution verticale du dixième de nanomètre.

### 2.2.5 Rugosimètre tactile

Le Rugosimètre repose sur le principe d'induction pour mesurer la rugosité d'une surface. La topographie est déterminée par déplacement motorisé d'un palpeur sur la surface à analyser grâce à des moteurs pas à pas sur une surface suivant les axes  $X$  et  $Y$ . Ce palpeur utilise une pointe en diamant, avec un rayon de courbure généralement de  $2\ \mu\text{m}$  à  $10\ \mu\text{m}$ . Les déplacements suivant l'axe  $Z$  du palpeur sont mesurés par un capteur inductif. Cet outil est particulièrement adapté pour le contrôle d'ondulation, de forme, et les surfaces de grandes dimensions, mais est limité pour les rugosités inférieures au micromètre.

## 2.3 Paramètres de mesure de rugosité

Les premiers enregistrements des variations de hauteur d'une topographie se faisaient à l'aide d'un palpeur en diamant déplacé linéairement sur la surface avec une unité d'avance. Le profil mesuré est par la suite tracé sur un papier carboné et la valeur du paramètre  $Ra$  est affichée sur le cadran d'un galvanomètre. Pendant longtemps, un seul paramètre était connu et utilisé, sous le nom de  **$Ra$**  (Roughness average) ou  **$CLA$**  (Center Line Average) ou encore  **$AA$**  (Arithmetic Average). D'autres paramètres comme le  $RMS$  ou le  $Rq$ , le  $Rz$  ou le  $Rmax$  sont venus par la suite, puis un grand nombre d'autres paramètres a vu le jour [76].

Aujourd'hui, les paramètres de mesure de surface sont définis suivant plusieurs normes internationales où il y a même des variantes sectorielles (la sidérurgie ou l'automobile). On distingue trois groupes de paramètres de mesure utilisés selon le type de profil :

- Paramètres de préfixe P calculés sur le **profil primaire** ;
- Paramètres de préfixe R calculés sur le **profil de rugosité** ;
- Paramètres de préfixe W calculés sur le **profil d'ondulation**.

Afin de réduire les problèmes de stabilité « bruit de mesure, répétabilité » des profilomètres, certains paramètres sont calculés et moyennés sur des longueurs de base et plusieurs segments. La longueur de base est définie à partir de la valeur du cut-off ( $\lambda_c$ ) du filtre utilisé pour séparer la rugosité et l'ondulation. Par exemple, en utilisant un cut-off de  $0,8\ \text{mm}$  et 5 longueurs de base (**Figure 12**), les paramètres seront estimés sur chaque segment ( $Ra_1, Ra_2, \dots, Ra_5$ ) et la valeur finale du paramètre

sera la moyenne. D'autres paramètres sont définis directement sur la longueur d'évaluation, qui est en général la longueur totale du profil après filtrage [77].

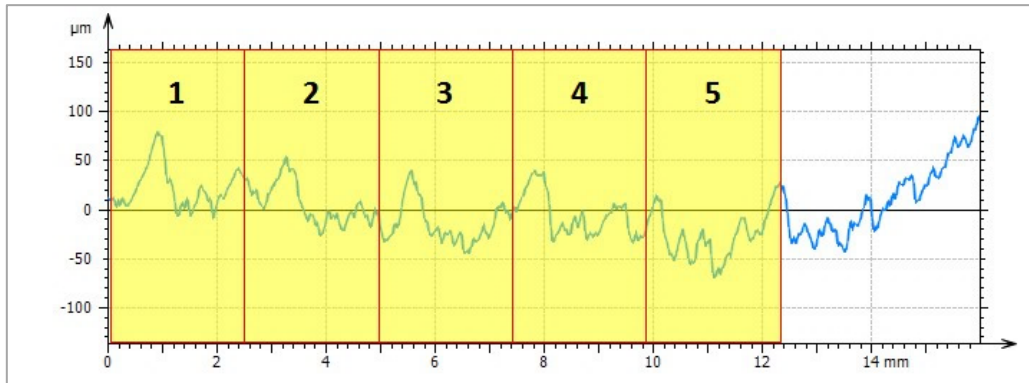


Figure 12 : Longueur de base et longueur d'évaluation d'un profil de rugosité.

### 2.3.1 Paramètres de mesure relatifs à la Norme ISO 4287

Les paramètres d'évaluation de la topographie d'une surface sont référencés par une lettre majuscule  $R$  indicé d'une lettre minuscule propre au paramètre :  $Rz$ .

Le profil de surface est la courbe résultant de l'intersection d'un plan spécifié avec la surface mesurée. Ce plan est normal à la surface et est orienté orthogonalement au sens des stries (Figure 13). Le profil d'une surface est toujours aléatoire à moins que des motifs réguliers soient introduits par le procédé de texturation de la surface (galetage, pierrage, traitement laser, ...).

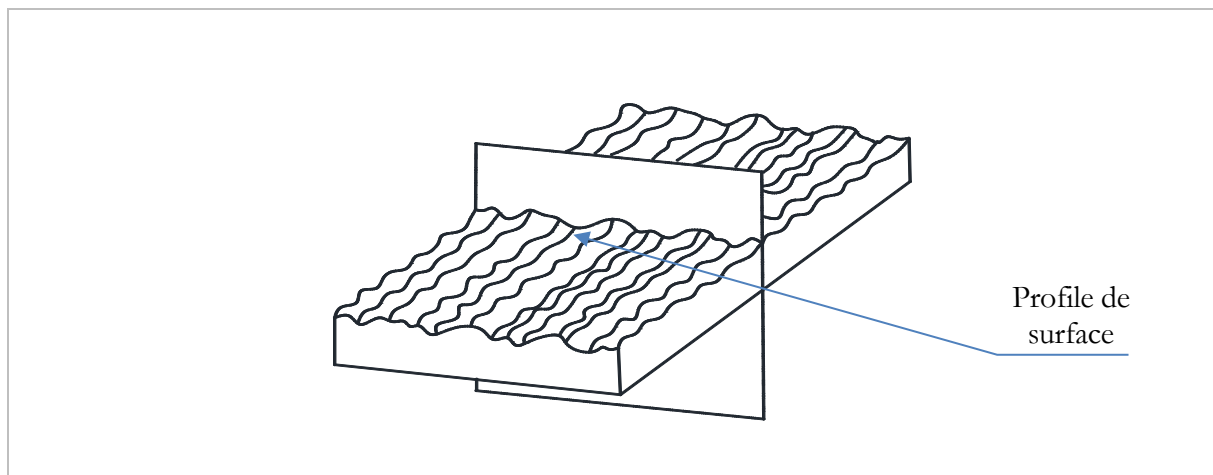


Figure 13 : Illustration d'obtention du profil de surface.

Les différents paramètres qui peuvent être employés pour mesurer la rugosité d'une surface définie suivant la norme ISO 4287 sont donnés dans le tableau suivant [78]:

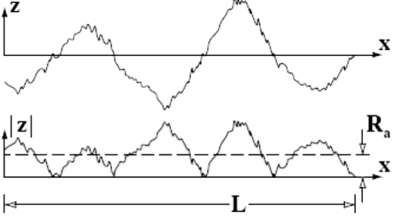
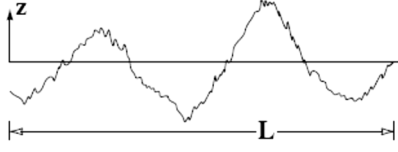
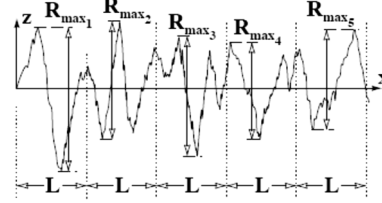
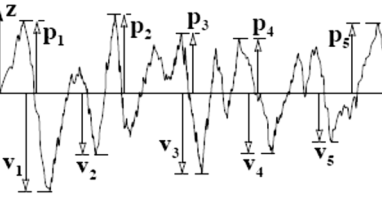
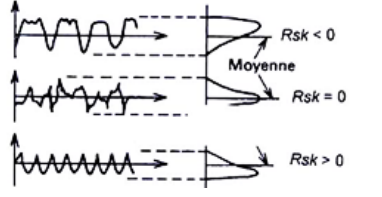
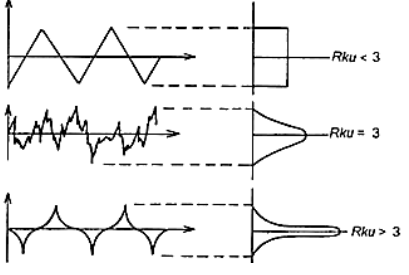
|   |  |  |
|---|--|--|
| <p><math>R_a</math> :</p> <p>Ecart moyen arithmétique du profil évalué sur une longueur de base</p>   | $R_a = \frac{1}{L} \int_0^L  z  dx$ <p>(2.1)</p>                                     |    |
| <p>RMS ou <math>R_q</math> :</p> <p>Ecart moyen quadratique du profil évalué sur une longueur de base</p>   | $R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z^2 dx}$ <p>(2.2)</p>                              |    |
| <p><math>R_t</math> :</p> <p>Somme de la plus grande des hauteurs de saillie et de la plus grande profondeur des creux sur la longueur d'évaluation</p> | $R_t = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 R_{max_i}$ <p>(2.3)</p>                              |   |
| <p><math>R_z</math> :</p> <p>Hauteur maxi du profile</p>  | $R_z = \frac{P_1 + \dots + P_5 + V_1 + \dots + V_5}{5}$ <p>(2.4)</p>                 |  |
| <p><math>R_{sk}</math> :</p> <p>Facteur d'asymétrie du profil défini sur la courbe de distribution d'amplitude</p>                                      | $R_{sk} = \frac{1}{Rq^3} \left[ \frac{1}{L} \int_0^L Z^3(x) dx \right]$ <p>(2.5)</p> |  |
| <p><math>R_{ku}</math> :</p> <p>Facteur d'aplatissement du profil défini sur la courbe de distribution d'amplitude</p>                                  | $R_{ku} = \frac{1}{Rq^4} \left[ \frac{1}{L} \int_0^L Z^4(x) dx \right]$ <p>(2.6)</p> |  |

Tableau 3 : Paramètres de mesure de rugosité suivant la norme ISO 4287.

### 2.3.2 Paramètres de mesure relatifs à la Norme ISO 13565

La norme ISO 13565 [79] définit un jeu de paramètres  $R_k$  qui sont dérivés d'une construction graphique sur une courbe dite courbe de portance ou **d'Abbott-Firestone** (Figure 14).

La courbe d'Abbott-Firestone permet de déterminer la portance de la surface en fonction de la hauteur, en donnant le pourcentage de la matière présent au-dessus d'une hauteur de coupure qui change sur toute la hauteur du profil. La partie supérieure de la droite correspond à la matière en excès qui sera amputée lors du rodage, on parle dans ce cas d'usure douce. Les parties centrale et inférieure constituent respectivement la zone de portance et la zone des creux de la surface. Cette dernière zone traduit la capacité en rétention de lubrifiant dans le cas d'un contact lubrifié.

Les paramètres  $R_k$  se calcule uniquement lorsque la courbe d'Abbott présente une forme en S, autrement la construction graphique sera fausse et les paramètres deviennent inopérants.

|  |
|--|
| $R_k :$<br>Profondeur de rugosité. Défini la hauteur efficace des rugosités  |
| $R_{pk} :$<br>Profondeur réduite des pics. Caractérise les pics saillants qui risquent d'être éliminés durant la phase de rodage<br><br>$R_{pk} = 2 \times \frac{A_1}{Mr_1} \quad (2.7)$ |
| $R_{vk} :$<br>Profondeur moyenne des creux. Caractérise les stries qui agissent comme réserve de lubrifiant<br><br>$R_{vk} = 2 \times \frac{A_2}{(100 - Mr_2)} \quad (2.8)$              |
| $Mr_1$ et $Mr_2 :$<br>Correspondent respectivement aux taux de portance minimum et maximum   |
| $A1$ et $A2 :$<br>Correspondent respectivement aux surfaces des pics   |

**Tableau 4 : Paramètres de mesure de rugosité suivant la norme ISO 13565.**



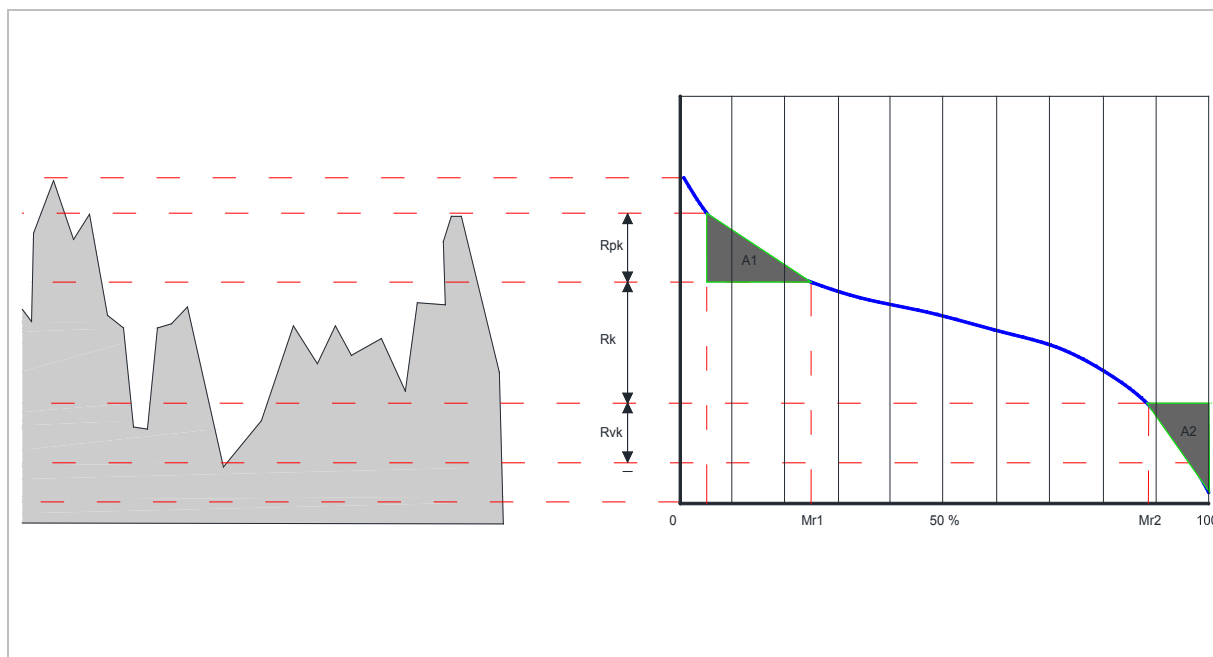


Figure 14 : Courbe de portance avec la définition des différents paramètres.

## 2.4 Modélisation de la rugosité et de la texturation des surfaces

La surface d'une chemise texturée, est composée d'une micro géométrie comportant des stries de géométrie bien définie, réparties de façon régulière sur des plateaux rugueux qui les séparent (Figure 11). Une chemise non-texturée comporte uniquement la rugosité des plateaux.

Les stries forment des motifs uniformes qui se répètent de manière alternative sur toute la surface de la chemise. Pour effectuer les calculs, il est impossible de discrétiser toute la chemise et cela à cause de la différence de l'ordre des échelles. En effet, pour une largeur de strie de  $100 \mu\text{m}$  prise sur une hauteur de  $10 \text{ cm}$  et un périmètre de  $25 \text{ cm}$ , il faudrait utiliser une grille de  $50\,000 \times 20\,000$  points pour représenter correctement chaque strie ( $\sim 20$  points par strie), ce qui entraînent un temps de calcul machine de plusieurs jours voire des semaines. Mais comme les motifs de texturation se répètent de manière cyclique, la chemise peut être assimilée à un plan infini dans le sens circonférentiel, ce qui donne la possibilité de prendre un motif élémentaire de la texturation complète (Figure 15).

En ce qui concerne les rugosités des plateaux et des segments, l'ordre de grandeur de la hauteur moyenne des aspérités est inférieur à la profondeur des stries de texturation, l'influence de leurs rugosités sur la lubrification peut donc être étudiée séparément en utilisant un modèle statistique, qui détermine la pressions moyenne du contact des aspérités entre les surfaces.

### 2.4.1 Géométrie du motif de la texture

La texture des chemises a un motif élémentaire sous forme de losange, composée d'un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales (**Figure 15**). L'angle entre ces directions est très critique et contribue de manière importante dans le transport du film lubrifiant. Cet angle a aussi une influence considérable sur la forme des intersections entre les stries, qui varie de façon importante et change de forme pour chaque orientation. Il faut noter aussi que la profondeur et la largeur des stries est très variable, les plus fines ont presque moins de  $3\ \mu\text{m}$  et sont presque invisibles, et les plus larges peuvent dépasser amplement les  $100\ \mu\text{m}$ .

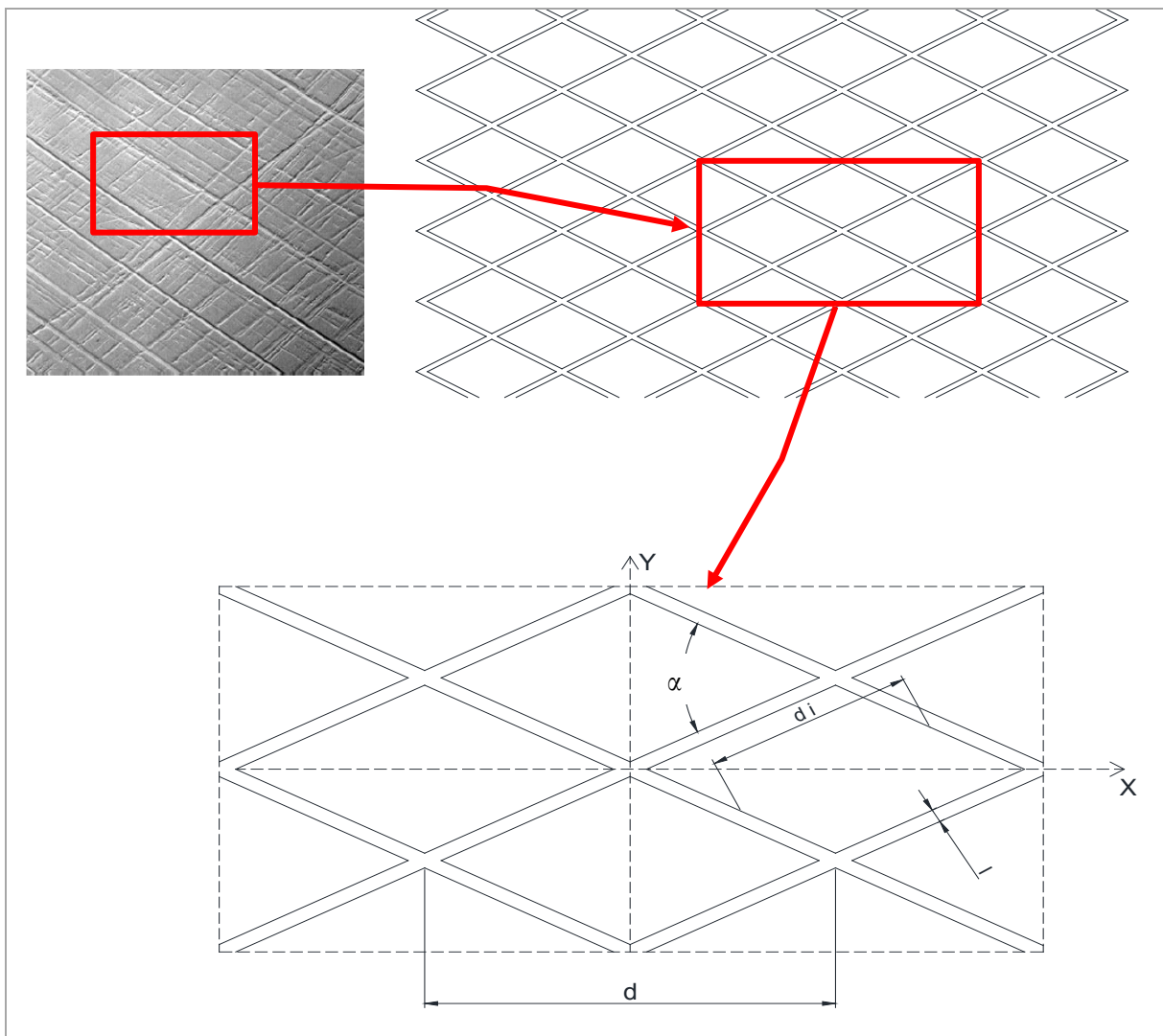


Figure 15 : Motif élémentaire de la texturation de surface.

Les paramètres caractérisant la géométrie [66] représentée dans la **Figure 15** sont :

- $\alpha$  : angle inter-strie ;
- $di$  : la distance inter-strie ;
- $d$  : largeur du motif ;
- $l$  : largeur d'une strie.

La distance inter-stries est donnée par :

$$di = d \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.9)$$

Pour faciliter la convergence et modérer les pentes, une strie est modélisée par un profil en (1-cos).

La profondeur en un point (x, y) sera donc donnée par :

$$g(x, y) = \frac{1}{2} g_{max} \left( 1 - \cos\left(\frac{\pi(l/2 + x')}{l/2}\right) \right) \quad (2.10)$$

Où  $(x', y')$  est le repère local de chaque strie et  $g_{max}$  est la profondeur maximale des stries.

La surface d'un motif est définie par :

$$s_m = L_a^2 \tan(\alpha/2) \quad (2.11)$$

Avec  $L_a$  la largeur adimensionnée de la strie donnée par :

$$L_a = l/\sqrt{(R_x h_r)} \quad (2.12)$$

Où  $R_x$  et  $h_r$  sont respectivement le rayon de courbure de la chemise et la hauteur de référence des aspérités.

La densité des stries est définie par :

$$D_s = \frac{2l}{S_m} \left( \sqrt{L^2(1 + \tan(\alpha/2)^2)} - \frac{l}{2} \left( \tan(\alpha/2) + \frac{1}{\tan(\alpha/2)} \right) \right) \quad (2.13)$$

Et enfin, le volume d'huile contenu dans les stries d'un motif de surface  $s_m$  est donnée par :

$$V_h = l \cdot g_{max} \left( \sqrt{L^2(1 + \tan(\alpha/2)^2)} - \frac{l}{2} \left( \tan(\alpha/2) + \frac{1}{\tan(\alpha/2)} \right) \right) \quad (2.14)$$

## 2.4.2 Calcul stochastique de la rugosité des plateaux de chemises et des segments

L’empreinte morphologique des surfaces due aux processus de fabrication est mesurable grâce aux différents paramètres d’analyse topographiques qui peuvent être employés suivant la norme ISO 4287 [78], et qui sont donnés dans le **tableau 3** de la section 2.3.1. Ce sont des grandeurs arithmétiques permettant de définir quantitativement la morphologie de n’importe quelle surface donnée. Pour les généraliser à tous les points d’une surface, la somme sur l’axe Y est ajoutée.

Tracé sous la forme d’un signal aléatoire, le profil de rugosité est décrit en totalité et de façon unique par des moments d’ordre entier. Les paramètres courants les plus souvent utilisés sont la hauteur moyenne des aspérités sur la longueur du profil  $R_a$ , et la hauteur moyenne quadratique des aspérités  $R_q$ . Ces paramètres donnent une information sur la hauteur moyenne des aspérités mais ne suffisent pas pour caractériser précisément et à une échelle pertinente la topographie de la surface.

Il faut donc tracer la distribution de la hauteur du profil à partir du tracé du profil de la rugosité qui a donné  $R_a$  et  $R_q$  et dont la forme, mesurée par les moments d’ordre 3 et 4, donne des informations supplémentaires sur l’état de surface

Les paramètres obtenus qui sont le moment d’ordre 3 ou facteur d’asymétrie du profil  $R_{sk}$  appelé “skewness”, et le moment d’ordre 4 ou facteur d’aplatissement du profil  $R_{ku}$  « kurtosis », permettent d’analyser et quantifier la distribution et la forme des aspérités [77].

Dans le cas où le  $R_{sk}$  est positif, cela signifie que la distribution est décalée vers le bas. Pour un  $R_{sk}$  négatif, la distribution est décalée vers le haut. Si le  $R_{sk}$  est proche de 0, la distribution est dans ce cas symétrique.

Les paramètres  $R_a$ ,  $R_q$ ,  $R_{sk}$  et  $R_{ku}$  donnent la possibilité de caractériser l’état de surface des segments et des plateaux de la chemise hormis la texturation, et sont suffisants pour quantifier l’état des surfaces en contact afin de texturer par la suite les chemise avec des cavités de profondeur minimale de 300 nm.

Les courbes de fréquence de Pearson, peuvent être combinées avec le modèle de Greenwood et de Tripp pour la caractérisation d’une surface, dans le but de calculer la pression des contacts entre les aspérités [80]. Le système de Pearson est un modèle mathématique utilisant une méthode d’ajustement de courbe « curvefitting », qui consiste à construire une courbe à partir d’un profil de rugosité mesurée, et d’ajuster les paramètres de ces fonctions pour reproduire et se rapprocher de la courbe originale. Cette distribution est alors employée pour déterminer statistiquement la grandeur prévue de se produire entre les surface, et puis déterminer la force de contact.

Avec la disponibilité d’un profil tracé avec profilomètre, les paramètres approximatifs de la surface et la distribution de probabilité de la taille des aspérités peuvent être déterminés directement. Ceci

nous épargne la nécessité d'avoir une forme exacte de la distribution de probabilité avec les valeurs de la densité d'aspérité et le rayon de courbure souvent coûteuse à obtenir et à mettre en œuvre. Ainsi, cet outil propose une méthode qui détermine les paramètres d'entrée de surface approximative pour le modèle de Greenwood et Tripp à partir d'un tracé bidimensionnel réalisé avec un profilomètre. Cette méthodologie peut être facilement reconduite pour un usage avec des données d'une prise tridimensionnelle d'une interface.

Une crête d'aspérité ou un pic, est définie comme un point de donnée obtenu à partir d'un tracé de profil de rugosité, et qui est le plus haut des points adjacents, défini par :

$$asp(i) \equiv h(i) > (h(i - 1), h(i + 1)) \quad (2.15)$$

Avec  $h(i)$  un terme qui représente la taille du point de donnée le plus haut  $i$  dans un tracé de profile de rugosité avec profilomètre et  $asp(i)$  est la taille d'une crête d'aspérité. Cette définition de l'aspérité est influencée par la distance entre les points de données dans le tracé. Par conséquent, il est important de choisir un taux de prélèvement assez haut afin que les pics d'aspérité puissent être correctement identifiées. Il est également nécessaire d'estimer le nombre d'aspérités ou la densité des pics par unité de surface  $\eta$  obtenue à partir d'un tracé bidimensionnel.

$$\eta \approx 1.8 \left( \frac{\#aspérités}{Longueur} \right)^2 \quad (2.16)$$

Basé sur une analyse expérimentale et analytique, la densité tridimensionnelle des pics d'aspérité est liée approximativement à la densité bidimensionnelle [80].

Le rayon de courbure des aspérités  $\beta$ , est déterminé en utilisant une moyenne des rayons des courbes de l'ajustement normal pour chaque point identifié en tant qu'une aspérité dans le tracé et les points qui suivent immédiatement.

Pour calculer les données statistiques du modèle et représenter un profil de surface, McCool [81] propose une estimation des paramètres  $\eta, \beta, \sigma$  du modèle à l'aide de trois paramètres qui sont :

$$\eta = \frac{m_2}{m_4} \frac{1}{6\pi\sqrt{3}} \quad (2.17)$$

$$\beta = \frac{8\sqrt{m_4}}{3\sqrt{\pi}} \quad (2.18)$$

$$\sigma = \sqrt{m_0} \quad (2.19)$$

Où les moyennes quadratiques sont données par :

$$m_0 = R_q^2 = \sqrt{(\int (h_1(x) - H_1)^2 dx)^2 + (\int (h_2(x) - H_2)^2 dx)^2} \quad (2.20)$$

$$m_2 = \sqrt{\left(\int \left(\frac{\partial((h_1(x) - H_1))}{\partial x}\right)^2 dx\right)^2 + \left(\int \left(\frac{\partial((h_2(x) - H_2))}{\partial x}\right)^2 dx\right)^2} \quad (2.21)$$

$$m_4 = \sqrt{\left(\int \left(\frac{\partial^2((h_1(x) - H_1))}{\partial x^2}\right)^2 dx\right)^2 + \left(\int \left(\frac{\partial^2((h_2(x) - H_2))}{\partial x^2}\right)^2 dx\right)^2} \quad (2.22)$$

## 2.5 Outil de simulation de la texture de surface

A partir des paramètres géométriques exposés précédemment. Un code de calcul simulant la texture des surfaces des chemises a été développé. Cet outil simple, écrit avec Matlab® sera en mesure de générer un dessin de surface texturée sous forme d'une image 2D. Pour entrer les différentes grandeurs de la simulation, l'outil utilise une console en mode texte pour la saisie des différents paramètres de la rugosité et texturation de la surface, ensuite en sortie après compilation du programme, cela nous fournit le dessin de la texture de surface, qui ne reproduit pas la microrugosité des plateaux sur l'image 2D. La finalité de cette opération étant de comparer les performances de plusieurs dessins entre eux en jouant sur un paramétrage et variations des caractéristiques de la surface.

Les paramètres de la texture sont l'épaisseur des stries, la profondeur des stries, la distance inter-stries et l'angle entre les deux directions de striations.

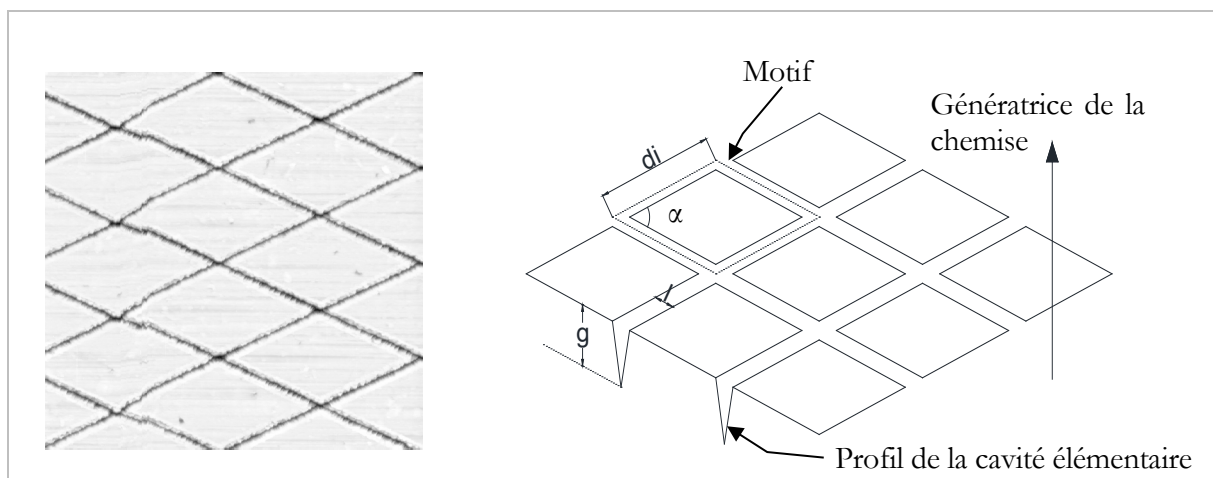


Figure 16 : Modélisation de la texture des surfaces des chemises.

La cavité élémentaire pour chaque striation décrite précédemment a un profil triangulaire présenté dans la **Figure 16**. Ce profil de base et classique que l'on considère intéressant, est le profil le plus facile à réaliser en pratique, soit de façon mécanique ou par gravure laser.

## **2.6 Conclusion**

Dans ce chapitre, l'outil de simulation de la surface de chemise contenant un motif de texturation a été présenté et détaillé. Cet outil qui prend en charge la rugosité des plateaux ainsi que les dimensions de la texture, est capable de générer un dessin de la surface sous forme d'une image 2D, et cela en respectant des contraintes fonctionnelles et géométriques fixées et définies par les conditions de fonctionnement du moteur. Cet outil a été implanté sous forme de fonction en Matlab®, et sera utilisé par la suite avec d'autres fonctions dans le but d'optimiser la consommation d'huile et le frottement dans un contact segments-chemise. Ce chapitre a également présenté la géométrie de la texturation qui est modélisée en détail, permettant de déterminer ainsi le flux de lubrifiant dans les stries.

# *Chapitre III*

## **LUBRIFICATION DE LA SEGMENTATION ET FROTTEMENT : PRINCIPE ET MODELISATION**

La fonction de base de la segmentation est d'assurer l'étanchéité de la chambre de combustion. Elle empêche la fuite des gaz de combustion à haute pression vers le carter du moteur, et inversement l'huile de la lubrification contenue dans le carter vers la chambre de combustion.

Le modèle développé dans cette section prend en charge plusieurs aspects qui entrent dans la physique du contact segments-chemise, et cela pour les trois régimes de lubrification : hydrodynamique, limite, et mixte. Une analyse détaillée de la dynamique du segment, de l'influence de la température sur l'huile lubrifiante, du taux de cisaillement du fluide et du rôle de la viscosité d'huile dans le passage entre le frottement hydrodynamique et mixte a été développée.

### **3.1 Modes de lubrification dans le système segments-piston-chemise**

Le but de la lubrification du contacts segments-chemise est d'éviter l'usure et de contrôler le frottement entre les surfaces en mouvement. L'idéal consisterait à une lubrification qui sépare complètement les surfaces par un film d'huile. Ainsi, le frottement sera réduit par la présence du film d'huile et ses propriétés rhéologiques et l'usure serait donc négligeable. Cependant, la pression générée au sein du film d'huile est insuffisante pour séparer complètement les surfaces du triplet, ce qui favorise les contacts entre aspérités des éléments du triplet, et qui se produit pour la plupart du temps dans les conditions de fonctionnement (faible vitesse et/ou forte charge normale et/ou haute température).

Tout au long du cycle du moteur, chaque segment est soumis à un mode de lubrification différent en raison de la variation d'approvisionnement en huile. Ces modes de la lubrification ont un important effet sur la force de frottement produite par le mouvement des segments le long de la chemise.

La lubrification est dite hydrodynamique, si une quantité d'huile suffisante est présente sur la chemise pour soutenir la charge due au segment. Dans le cas inverse, un contact entre les deux surfaces survient et la charge sera soutenue uniquement par les aspérités et là on parle de lubrification limite. Il existe une zone entre les deux où la charge est supportée par le lubrifiant et les aspérités, dans ce cas-là on parle de régime mixte.



Les modes de lubrification sont caractérisés par un espacement entre les lignes nominales des deux surfaces du triplet. Selon la distance entre les lignes nominales  $h(x)$  (Figure 17), trois modes de lubrification sont possible :

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

Avec :

$$H_\sigma = \frac{h_T}{\sigma}$$

Et

$$\sigma = \sqrt{R_{q_{segment}}^2 + R_{q_{chemise}}^2} \quad (3.1)$$

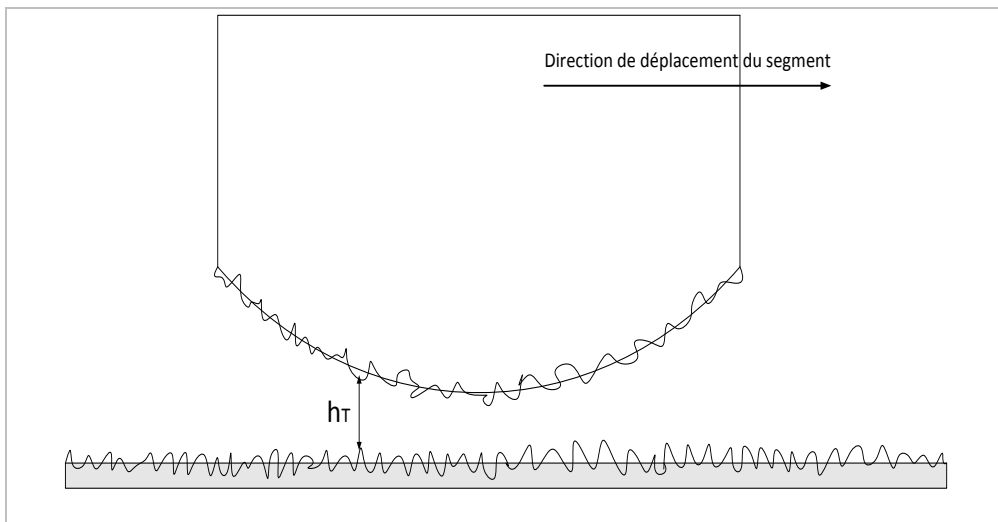


Figure 17 : Etat de lubrification dans le contact segments-chemise.

Lors de la lubrification hydrodynamique, une quantité suffisante d'huile sépare les deux surfaces de façon à ce qu'aucun contact entre aspérités des deux surfaces ne se produit. La transition entre la lubrification hydrodynamique et la lubrification mixte se produit lorsque  $H_\sigma < 3$  est rencontré.

Dans la lubrification mixte, il y a de l'huile entre les deux surfaces en contact, mais il y a également une partie du contact où l'espacement est assez petit pour que la condition citée ci-dessus soit satisfaite, d'où la considération de ces parties comme 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 vont suivre.

### 3.2 Equations régissant la lubrification dans le contact segments-chemise

Dans cette section, les équations qui régissent et décrivent la lubrification dans le triplet de l'étude seront développées en détail. L'outil d'optimisation de la surface mis en place dans le chapitre précédent est insuffisant pour décrire les performances tribologiques du contact, l'écoulement dans la couche mince créée par le segment au-dessus de la surface de la chemise, et les phénomènes physiques présents sont très compliqués et engendrent des frottements difficilement prédictibles en se basant sur la seule étude de la topographie des surfaces.

#### 3.2.1 Equation de Reynolds

L'équation qui régit le comportement du film d'huile entre segment et chemise est l'équation de base de la lubrification hydrodynamique dite équation de Reynolds [25]. Cette équation 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 et est donnée dans sa forme la plus générale par :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) \\ = 6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 - U_2) \} \\ + 6h \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho(W_1 - W_2) \} + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.2)$$

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

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \\ w = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} y(y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \end{cases} \quad (3.3)$$

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

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \\ \tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \end{cases} \quad (3.4)$$

Dans la présente étude, une approche 2-D est employée, dans laquelle les paramètres définissant la lubrification du contact sont déterminés sur des endroits circonférentiels spécifiques du piston, et l'équation de Reynolds se réduit ainsi à une forme 1-D à chacun de ces endroits, tout en admettant que la masse volumique et la viscosité de l'huile lubrifiante ne varient pas selon l'épaisseur du contact,

et en plaçant l'origine du système d'axe sur l'une des parois du contact, l'équation (3.2) prend alors une forme simple ; et s'écrit en coordonnées cartésiennes ainsi :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{dP}{dx} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.5)$$

Où  $P$  est la pression hydrodynamique dans le film d'huile,  $\mu$  est la viscosité dynamique de l'huile,  $h$  est l'épaisseur de film d'huile sous le segment, et  $U$  est la vitesse de piston.

### 3.2.2 Equation de Reynolds modifiée

Patir et Cheng [59] ont présenté un modèle pour la lubrification hydrodynamique, qui se base sur la théorie de Greenwood et Tripp [60], et qui prend en considération la rugosité des surfaces du triplet et les effets morphologiques d'interaction de lubrification. Leur modèle a employé l'équation de Reynolds avec des facteurs dit facteurs d'écoulement, qui caractérisent les effets de la rugosité sur le film d'huile et régit le comportement du segment dans les différents modes de lubrification. Pour un lubrifiant isotherme et incompressible, la pression hydrodynamique moyenne  $P$  entre un segment et l'interface de la chemise est régie par une équation moyenne unidimensionnelle dite équation de Reynolds modifiée donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_p \frac{h_T^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = -6U \frac{\partial}{\partial x} (h_T \cdot \phi_g + \sigma \cdot \phi_c) + 12 \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (3.6)$$

Les facteurs d'écoulement de la pression  $\phi_p$  et de la géométrie  $\phi_g$  représentent l'effet de la rugosité sur le débit de Poiseuille, et le facteur d'écoulement en cisaillement  $\phi_c$  représente l'effet de la rugosité sur le débit de Couette.

La vitesse instantanée  $U$  du segment peut être décrite par une fonction quasi harmonieuse de la position angulaire  $\theta$  du vilebrequin, en relation avec la vitesse angulaire  $\omega$ , conformément à l'expression :

$$U = \frac{R}{B} \sin\theta \left( 1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{\left(\frac{L_c}{B}\right)^2 - \sin^2\theta}} \right) B\omega \quad (3.7)$$

Avec :

$R$  le rayon du cylindre du moteur,  $L_c$  la longueur de la course du piston et  $B$  la largeur du segment.

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

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (3.8)$$

### 3.2.3 Facteurs d'écoulement

Patir et Cheng [59] ont proposé l'ajout de trois facteurs caractérisant les effets de la rugosité sur le film d'huile dans l'équation de Reynolds, deux ont un effet sur le débit de Poiseuille appelés facteurs d'écoulement de pression, et a un effet sur le débit de Couette dit facteur d'écoulement de cisaillement. 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.

Afin de déterminer ces trois facteurs, L'épaisseur de film locale  $h_T$  (Figure 18) est supposée être de la forme suivante :

$$h_T = h + \Delta_1 + \Delta_2 \quad (3.9)$$

Où :

$h$  : est l'épaisseur du film nominal entre les lignes moyennes des surfaces ;

$\Delta_1, \Delta_2$  : sont les amplitudes des rugosités aléatoires des deux surfaces, mesurées par rapport aux surfaces moyennes, qui ont une distribution des hauteurs gaussienne.

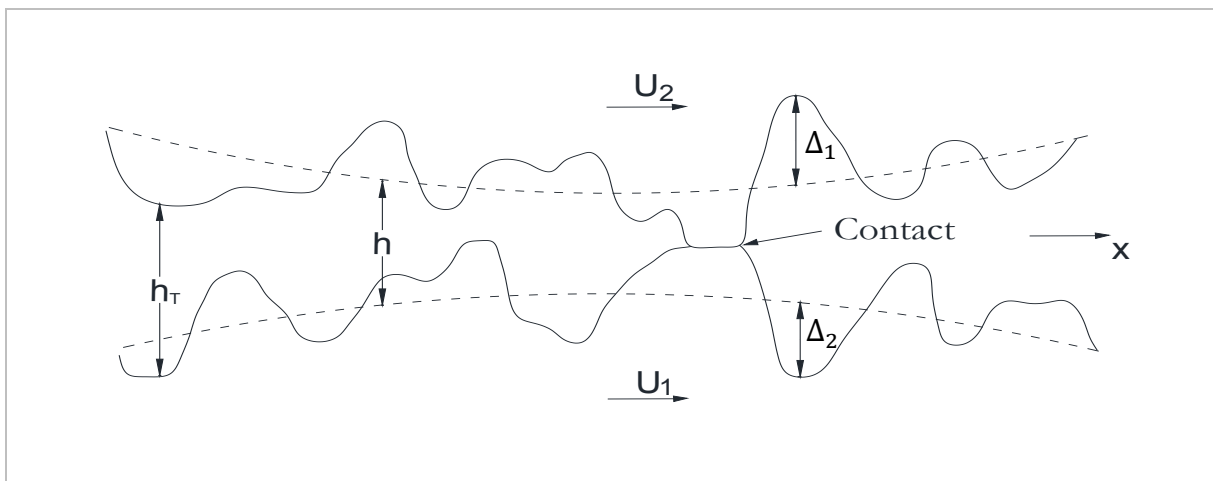


Figure 18 : Epaisseur du film d'huile pour les surfaces rugueuses.

Patir et Cheng ont considéré un volume de contrôle de base  $\Delta x \Delta y$  de hauteur  $h_T$ . Pour contenir un nombre important d'aspérités, la base  $\Delta x \Delta y$  est supposée assez grande, mais relativement petite par rapport aux dimensions du contact (**Figure 19**).

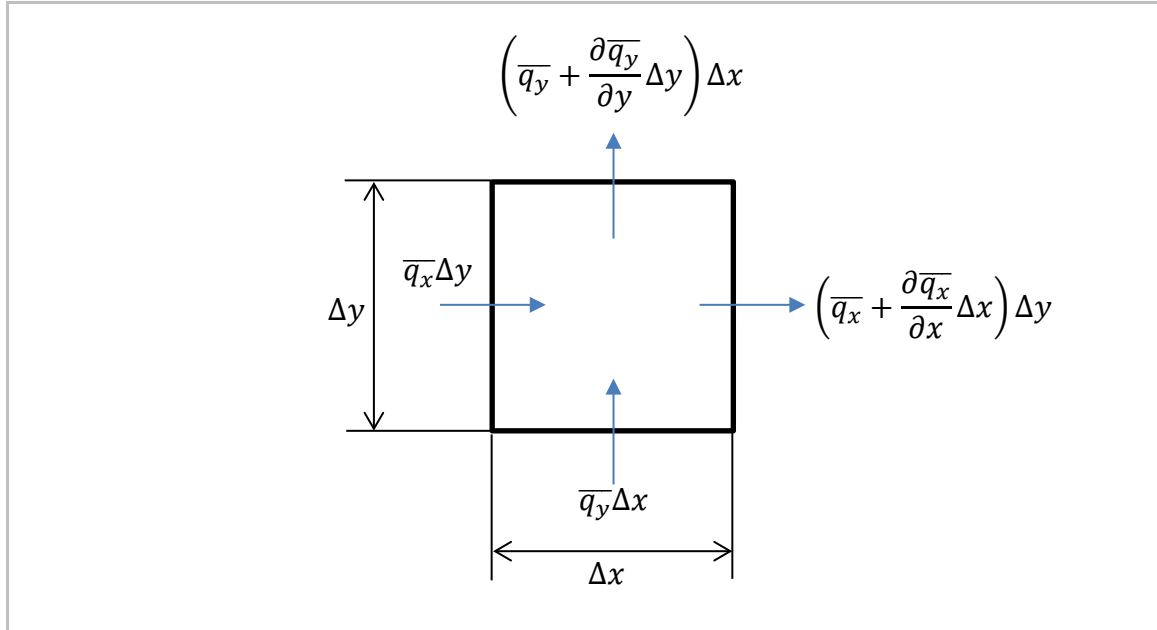


Figure 19 : Volume de contrôle de base.

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 [59], pour les surfaces rugueuses, le débit volumique par unité de largeur dans la direction de mouvement est donné par les expression suivante :

$$q_x = -\frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h_T \quad (3.10)$$

Où :

$U_1, U_2$  : représentent les vitesses des deux surfaces ;

$\mu$  : est la viscosité dynamique du lubrifiant ;

$P$  : est la pression hydrodynamique au sein du film d'huile.

En définissant les facteurs d'écoulement en pression  $\Phi_p$  et  $\Phi_g$  (effet de la rugosité sur le débit Poiseuille) et le facteur d'écoulement en cisaillement  $\Phi_c$  (effet de la rugosité sur le débit Couette), le débit devient :

$$q_x = -\Phi_p \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} + \frac{U_1 + U_2}{2} (h \Phi_g + R_q \Phi_c) \quad (3.11)$$

Les facteurs d'écoulements sont déterminés par des simulations numériques à plusieurs niveaux de l'épaisseur moyenne  $h$ . Un nouveau modèle de calcul des facteurs d'écoulement basé sur celui de Patir et Cheng [59] a été proposé par l'équipe de Chen [82] [83]. Le but de ce modèle était de pouvoir s'appliquer à n'importe quel type de surfaces rugueuses et surtout aux surfaces présentes dans les contacts lubrifiés segments-chemise. Ils ont donné naissance à un outil numérique de calcul des facteurs très puissant.

Ce modèle détermine le débit de l'huile et les efforts due à la contrainte de cisaillement entre les surfaces rugueuses, représentant les hauteurs des aspérités et les creux par une matrice numérique. Cette matrice peut être mesurée à partir d'une surface réelle (en utilisant l'interférométrie par exemple), ou être construite analytiquement en utilisant les facteurs caractérisant une surface selon les normes détaillées dans les paragraphes 2.3.1 et 2.3.2.

Les facteurs d'écoulement en pression sont donnés par :

$$\Phi_p = \frac{\left(1 - 0.9e^{-0.56\frac{h}{\sigma}}\right)}{12} \quad (3.12)$$

$$\Phi_g = h \cdot \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m H_{\sigma} \quad (3.13)$$

Avec  $n$  et  $m$  les nombres respectifs des nœuds suivant  $x$  et  $y$ .

Et le facteur d'écoulement en cisaillement est donné par l'expression :

$$\Phi_c = \begin{cases} 1.899 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{0.98} - 0.92 \left(\frac{h}{\sigma}\right) + 0.05 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^2 & \text{pour } h \leq 5\sigma \\ 1.026e^{-0.56\left(\frac{h}{\sigma}\right)} & \text{pour } h > 5\sigma \end{cases} \quad (3.14)$$

Le facteur  $\Phi_p$  est une fonction positive dépendant de la probabilité de distribution des aspérités  $H_{\sigma}$ . Le facteur  $\Phi_g$  est une fonction associée à la géométrie des aspérités, tandis que le facteur  $\Phi_c$  est associé à l'effet combiné des écart types  $R_{q_{segment}}$  et  $R_{q_{chemise}}$ , et des paramètres  $\Delta_1, \Delta_2$  des deux surfaces, il peut être négatif, positif ou nul suivant la configuration de la rugosité.

L'effort de cisaillement est également affecté par les aspérités des deux surfaces, Patir et Cheng ont également proposés trois facteurs correctifs dans la contrainte de cisaillement  $\phi_{fg}$   $\phi_{fs}$   $\phi_{fp}$ . Ce qui donne :

$$\tau_x = \frac{\mu U}{h} (\phi_{fg} + \phi_{fs}) - \phi_{fp} \frac{h_T}{2} \frac{dP}{dx} \quad (3.15)$$

Avec un facteur pour la pression moyenne d'écoulement défini par :

$$\phi_{fp} = 1 - 1.4e^{-0.66(\frac{h}{\sigma})} \quad (3.16)$$

Un facteur correctif des effets combinés du glissement et des rugosités :

$$\phi_{fs} = \begin{cases} \left\{ \left( \frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2 - \left( \frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 \right\} \times \left\{ 11.1 \left( \frac{h}{\sigma} \right)^{2.31} e^{-2.38(\frac{h}{\sigma}) + 0.11(\frac{h}{\sigma})^2} \right\} & \text{pour } 0.5\sigma \leq h \leq 7\sigma \\ 0 & \text{pour } h > 7\sigma \end{cases} \quad (3.17)$$

Un facteur correctif de géométrie défini par :

$$\phi_{fg} = h \cdot \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m \frac{1}{Z} \quad (3.18)$$

Où :

$$Z = \frac{H_\sigma}{3} \quad (3.19)$$

L'approximation des facteurs d'écoulement qui caractérisent les effets induits par la rugosité des surfaces sur le film d'huile, sera donc utilisée ultérieurement comme un outil de prétraitement, afin de modéliser la lubrification mixte par un code de calcul basés sur une équation de Reynolds modifiée.

### 3.2.4 Géométrie du segment

Le profil du segment est critique pour établir une force hydrodynamique qui sépare la surface du segment de celle de la chemise. L'action hydrodynamique est seulement générée par un profil convergent.

Il est judicieux de donner à cette face une forme bombée à grand rayon de courbure dont le centre soit au-dessous du plan médian. Le biseau inférieur assure l'alimentation en huile du contact segment-chemise. En cours de service, la face extérieure s'aplanit et le centre de courbure du profil se rapproche du plan médian. Les sections trapézoïdales, ou délardées, ou chanfreinées, sont maintenant le plus souvent abandonnées, leur inconvénients réels dépassant les avantages espérés [7].

Pour que l'étanchéité aux gaz soit obtenue, il faut que les formes géométriques des surfaces de contact entre face de segment et face de gorge se confondent et restent même en service. Il importe donc, que ces surfaces de segment et de gorge soient parfaitement planes. Il convient aussi de ne pas

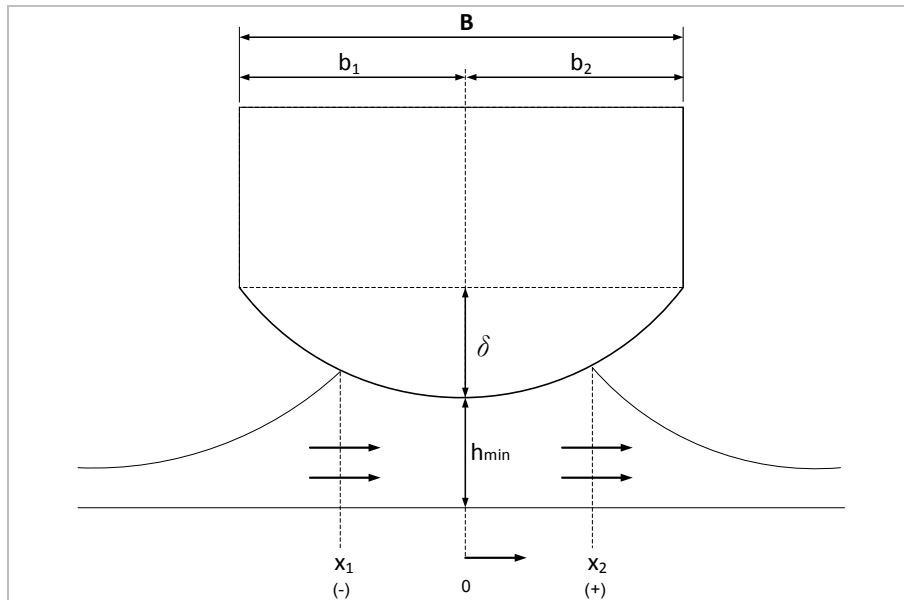
perdre de vue que si la concordance de la face extérieure du segment et de la chemise ne peut être obtenue que par un rodage judicieusement pensé et correctement exécuté, la concordance géométrique des faces du segment et de la gorge ne peut être obtenue que par des usinages parfaits de chacune des deux surfaces [8].

La **Figure 20** montre une conjonction entre un segment et une chemise. L'épaisseur du film d'huile locale en considérant la rugosité des surfaces est donnée par [42] :

$$h_T = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \operatorname{erf} \left( \frac{h}{\sqrt{2} \sigma} \right) \right\} + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{h^2}{2\sigma^2}} \quad (3.20)$$

Avec :

$$h = h_{\min}(t) + h(x) \quad (3.21)$$



**Figure 20 : Profil des segments d'étanchéités et épaisseur du film nominal.**

Le segment coup de feu ou segment de tête, assure quasiment toute l'étanchéité avec la chambre de combustion. Le segment d'étanchéité sert de soutien aux fonctions du premier et dernier, Il assure l'étanchéité totale des gaz en arrêtant ceux qui seraient passés par l'ouverture du segment de feu, et garantit une partie du raclage de l'huile passé par le troisième segment. Mais pour la lubrification, les trois segments jouent un rôle primordial dans l'aboutissement de cette action. D'où la conception de ces segments sous forme d'anneaux unitaires avec un profil nominale donnée par :



$$h_x = \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 \quad (3.22)$$

D'où le profil de ces segments a une épaisseur de film nominale donnée par :

$$h(x, t) = h_{min}(t) + \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 \quad (3.23)$$

Avec  $\delta$  la taille de la couronne du segment et  $B$  son épaisseur,  $h$  est l'épaisseur nominale du film d'huile,  $h_{min}(t)$  est l'épaisseur nominale minimale du film,  $h(x)$  est le profil du segment,  $\Delta_1$  et  $\Delta_2$  sont les amplitudes aléatoires de la rugosité du segment et de la surface de la chemise (**Figure 18**).

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 soit juste suffisante pour assurer une lubrification convenable. L'huile est évacuée par des trous dans le segment et le piston. Dans certains cas, un ressort aide au maintien du contact du segment avec le cylindre.

Le calcul de ces segments sont les mêmes que pour les segments d'étanchéité. Pour que leur contact avec la chemise soit le siège d'une pression importante sans mettre en œuvre une bande difficile à obtenir de construction, il faut diminuer l'aire de la surface de contact en utilisant des sections à étages ou biseautées et en ménageant deux lèvres, de préférence indépendantes ; ces profils permettent d'obtenir des pressions d'application du segment sur la chemise d'au moins de 3 daN/cm<sup>3</sup>. 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. [7].

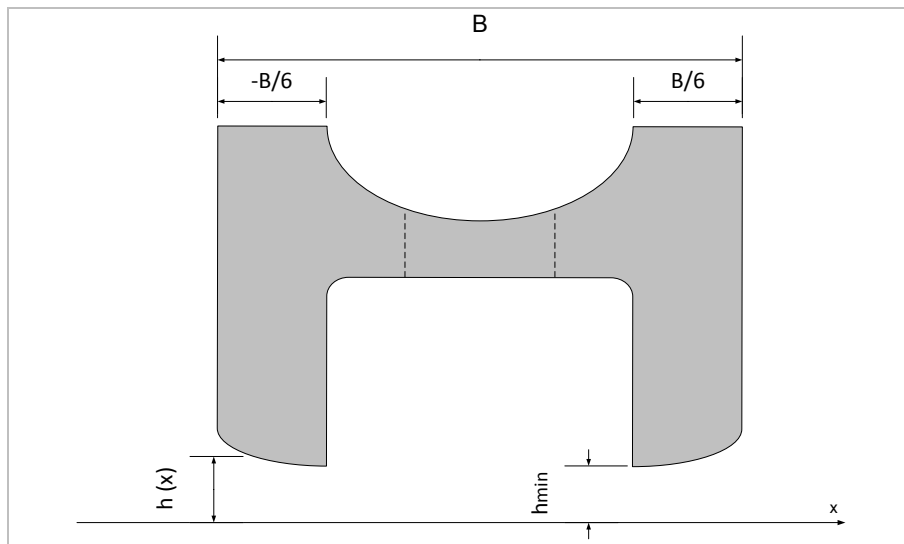


Figure 21 : Profil du segment racleur et épaisseur du film nominal.

Les lèvres du segment racleur ont habituellement la forme parabolique comme montré sur la **Figure 21**. L'épaisseur du film d'huile nominale pour ce type de segment est donnée par [82]:

$$\left\{ \begin{array}{ll} h(x) = \left(\frac{6x + B}{3 - B}\right)^2 & \text{pour } -\frac{B}{2} \leq x < -\frac{B}{6} \\ h(x) = 0 & \text{pour } -\frac{B}{6} \leq x \leq \frac{B}{6} \\ h(x) = \left(\frac{6x - B}{3 - B}\right)^2 & \text{pour } \frac{B}{6} < x \leq \frac{B}{2} \end{array} \right. \quad (3.24)$$

Le segment à deux lèvres requiert, en principe, deux évacuations ; le modèle à trous cylindriques est abandonné au profit du modèle à fenêtre allongée, surtout si le moteur est appelé à fonctionner à de basse température d'huile. La hauteur de chaque portée est de l'ordre de 1,5 mm. On a souvent intérêt à utiliser dans une même gorge deux segments à une lèvre, indépendamment l'une de l'autre ; ainsi le décollement éventuel de l'une des lèvres n'entraîne pas celui de la seconde et, par surcroît, les deux coupes ne sont pas dans le prolongement l'une de l'autre.

### 3.2.5 Conditions aux limites et d'équilibre

Les pressions en amont et en aval du segment sont considérées comme égales à la pression de vapeur saturante de l'huile. Elle est négligeable devant la pression de contact et sera considérée comme pression ambiante, c.-à-d. nulle. Cette hypothèse nous évite les problèmes liés à la réformation du film à la sortie du contact et le contrôle de l'équilibre entre la taille de la zone mouillée du segment et force radiale appliquée au segment [66].

Les différents travaux sur le contact segment chemise ont montré que les pressions de contact sont presque toujours insuffisantes pour déformer les surfaces. Les gros moteurs Diesel fortement chargés constituent une exception : les déformations apparaissent près du point mort haut en phase de compression [15]. Ce phénomène est négligeable, le problème sera donc traité comme un problème purement hydrodynamique.

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

$$\begin{cases} P(x_1) = P_1 \\ P(x_2) = P_2 \end{cases} \quad (3.25)$$

Si la sortie est partiellement couverte, la condition à la limite de Reynolds est donc retenue [12].

$$\frac{dP}{dx}(x_2) = 0 \quad (3.26)$$

La condition aux limites 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.

Pour obtenir la pression hydrodynamique dans l'équation (3.6), les pressions à l'admission et à la sortie du contact segments-chemise doivent être spécifiées. Pour le cas aucun-glisement, les conditions qui s'appliquent à l'huile attachée à l'interface du segment sont les conditions de Sommerfeld et qui sont :

$$P(x_1, t) = P_1, \quad P(x_2, t) = P_2 \quad (3.27)$$

$$x_1 = -\frac{B}{2} \quad \text{et} \quad x_2 = \frac{B}{2}$$

L'équation (3.6) décrit un écoulement entre segments-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.

### 3.2.6 Phénomène de cavitation

Comme c'est connu dans les problèmes des paliers, il existe habituellement des cavitations dans le fluide qui gênent le film qui sépare le contact au rebord arrière. Ce phénomène se manifeste dans tout contact lors de la lubrification hydrodynamique, lorsque certaines conditions particulières parviennent. Le phénomène de cavitation consiste en la formation de bulles gazeuses dans les régions divergentes du film d'huile, des bulles qui ont une influence considérable sur la pression hydrodynamique, et affecte directement l'écoulement de la couche lubrifiante à l'intérieur du contact. Il convient donc d'examiner de manière détaillée la nature et les conditions d'apparition de ce phénomène. Afin de comprendre et calculer de façon efficace et pertinente les écoulements lubrifiés en présence des cavitations, de nombreuses approches ont été proposées.

Priest et Dowson [53] ont détaillé la nature physique du phénomène de cavitation en présentant des modèles analytiques pour décrire la rupture et la reformation des films d'huile. Pour modéliser la cavitation, ils ont utilisé le cas d'une surface inférieure plane qui se déplace avec une vitesse tandis que la surface supérieure est fixe. Cependant la nécessité d'obtenir des résultats plus précis en utilisant des géométries plus complexes et des conditions de fonctionnement difficiles conduit à complexifier le modèle classique.

Chong et Teodorescu [54] ont utilisé l'homogénéisation pour traiter ce phénomène. Cette technique suscite un grand intérêt depuis quelques années. Son efficacité a principalement été présentée pour des cas de lubrification avec des fluides non newtoniens. Il faut préciser que ces calculs

sont complexes et nécessitent des temps de calcul importants. Vu le contexte de cette étude, adopter cette technique ne nous a pas paru pertinent.

Bien que dans la littérature spécialisée on retrouve des impressions nettement divergentes sur la nature et la modélisation des phénomènes liés à la cavitation, les conditions les plus utilisées sont celles de Swift-Steiber ou Reynolds, qui préconisent que le gradient de pression dans la direction de la normale à l'interface fluide-cavité est nul :

$$P = P_{cav}$$

$$\frac{\partial P}{\partial n_c} = 0 \quad (3.28)$$

Avec :

$P_{cav}$  : est la pression dans la cavité gazeuse, qui est considérée comme étant la pression atmosphérique ;

$n_c$  : est la ligne perpendiculaire de la frontière entre la zone pleine et la zone de cavité.

Pour notre étude, nous choisissons les conditions aux limites données dans (3.28) pour traiter les phénomènes de cavitation.

### 3.2.7 Pression propre aux segments

La pression de contact entre le segment et la chemise est assurée par l'élasticité propre du segment (ou du ressort dans le cas du segment racleur) et par la pression des gaz dans les gorges du piston derrière le segment.

Une des caractéristiques du segment est sa tare : on peut en définir une tangentielle  $F_t$  et une diamétrale  $F_d$  (**Figure 22**).

La pression dû à l'élasticité propre du segment est alors donnée par :

$$T_s = 2 \frac{F_t}{d_s \cdot h_a} \quad (3.29)$$

Où :

$h_a$  : est la hauteur axiale du segment. Plus les segments sont hauts, moins la pression est importante, mais plus ils sont lourds ;

$d_s$  : diamètre du segment ;

$F_t$  : tare tangentielle du segment ;

$F_d$  : tare diamétrale du segment, celle-là est compris entre 2 et  $2,6.F_t$ .

Afin de jouer son rôle efficacement, un segment doit rester plaqué contre la face inférieure de la gorge du piston. Il faut donc garantir que les efforts de pression exercés sur ce dernier soient supérieurs à l'effort d'inertie qui aurait tendance à le faire décoller. La probabilité de voir apparaître ce phénomène est maximale juste avant le PMH, puisque la pression y est encore moins forte que lors de la course motrice après le PMH [8].

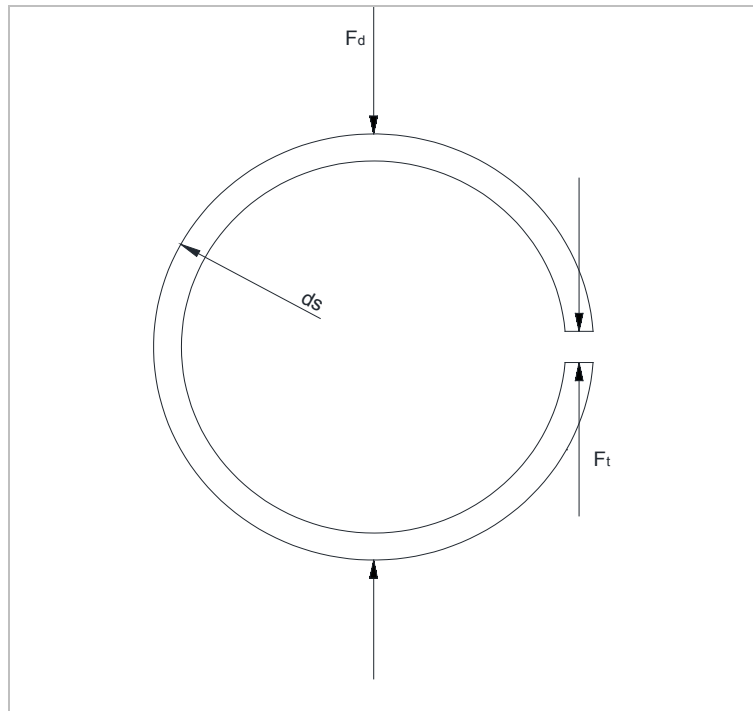


Figure 22 : Tare diamétrale et tangentielle exercés sur un segment.

Pour améliorer l'efficacité des segments racleurs, lesquels ne sont pas exposés à la pression des gaz de combustion, Il faut augmenter la pression de contact du segment sur la chemise, donc, pour une bande donnée de segment, diminuer volontairement la section de contact ; on est ainsi amené à des sections à étage biseautées ou, mieux encore, à deux lèvres conduisant à des pressions radiales allant jusqu'à  $3 \text{ daN/cm}^2$  [7].

L'intérêt supplémentaire de cette mesure est d'éviter que, sous l'effet de la pression hydraulique créée dans l'huile, le segment ne soit décollé du cylindre.

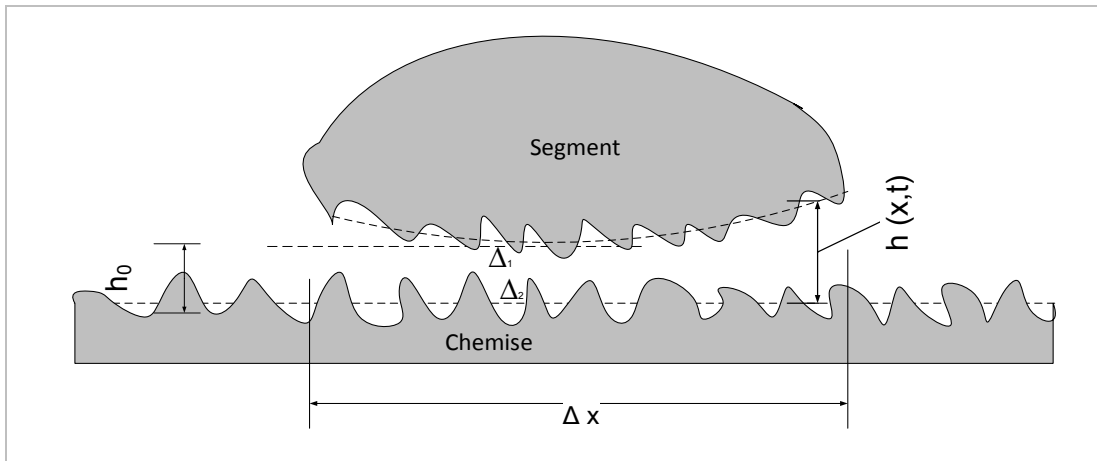
### 3.2.8 Pression du contact entre aspérités

Le contact entre deux surfaces rugueuses est décrit en utilisant le modèle développé par Greenwood et Tripp [60], qui se base sur les travaux développés antérieurement par Greenwood-Williamson [84]. Le modèle décrit la relation de la pression élastique entre deux aspérités en contact avec une certaine distance.

Une aspérité est une crête de rugosité, un maximum local. Le modèle de Greenwood-Williamson-Tripp calcule dans le contact les pressions qui surgissent quand deux surfaces rugueuses approchent et se contactent.

Pour appliquer la théorie du contact de Hertz, le triplet est supposé porté par les aspérités des deux surfaces, ce qui nous permet de calculer la force normale associée au contact des aspérités des deux surfaces. En utilisant les caractéristiques statistiques développées dans la section 2.3, il est possible d'exprimer la force de contact générée par l'ensemble des aspérités.

Dans le cas du contact segments-chemise, on peut représenter le triplet comme sur la **Figure 23**, où  $y = h_1(x)$  et  $y = h_2(x)$  définissent les géométries respectives du segment et de la chemise.



**Figure 23 : Distance intervenant dans le modèle de Greenwood-Williamson-Tripp.**

On introduit les plan moyens  $\Delta_1$  et  $\Delta_2$  qui représentent respectivement les moyennes des surfaces rugueuses et l'écart type  $\sigma$ .

$$\Delta_1 = \sqrt{\int h_1(x)^2 dx} \quad (3.30)$$

$$\Delta_2 = \sqrt{\int h_2(x)^2 dx} \quad (3.31)$$

$$\sigma = \sqrt{\int (h_1(x) - \Delta_1)^2 dx + \int (h_2(x) - \Delta_2)^2 dx} \quad (3.32)$$

Pour chaque point  $x$ , la pression nominale ou la charge créée par les aspérités entre deux surfaces est exprimée avec un indice  $n$  par :

$$P_c^n(\lambda(x)) = K_n \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\lambda(x)}^{\infty} (u - \lambda(x))^n e^{-\left(\frac{u^2}{2}\right)} du \quad (3.34)$$

Où le quotient  $\lambda(x)$  et le coefficient  $K$  qui est une constante liée à la géométrie et à la distribution des aspérités, l'indice  $n$  est un paramètre choisi par l'utilisateur dépendant du modèle utilisé, ce qui donne en somme :

$$\lambda(x) = \frac{(H_2 - h_1(x)) + (H_1 - h_2(x))}{\sigma} \quad (3.35)$$

Avec le modèle de Greenwood- Williamson [84], on considère que les deux surfaces en contact ont la même rugosité avec un  $n = \frac{3}{2}$  d'où le coefficient  $K$  est exprimé par :

$$K_{n=\frac{3}{2}} = \frac{4}{3} (\eta \beta \sigma) E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (3.36)$$

Et avec le modèle de Greenwood- Tripp [60], on considère que les deux surfaces n'ont pas la même rugosité avec un  $n = \frac{5}{2}$  d'où le coefficient  $K$  est exprimé par :

$$K_{n=\frac{5}{2}} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) \quad (3.37)$$

Avec :

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

$$\begin{cases} F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) = 4.4068(4 - H_\sigma)^{6.885} & \text{pour } H_\sigma > 3 \\ F_{\frac{5}{2}}(H_\sigma) = 0 & \text{pour } H_\sigma < 3 \end{cases} \quad (3.38)$$

Et

$$H_\sigma = \frac{h}{\sigma} \quad (3.39)$$

$\eta$  : la densité des aspérités par unité de surface ;

$\beta$  : le rayon de courbure des aspérités ;

$E'$  : le Module d'élasticité composite-élastique des deux matériaux en contact s'exprime par :

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\vartheta_1^2}{E_1} + \frac{1-\vartheta_2^2}{E_2}} \quad (3.40)$$

Où  $E_1$  et  $E_2$  sont les modules de Young pour le segment et la chemise avec  $\vartheta_1$   $\vartheta_2$  qui sont les coefficients de Poisson respectivement.

En réalité le contact dans l'interface segments-chemise peut inclure une certaine déformation plastique, particulièrement lors de la mise en marche initiale en période de rodage. En conséquence, le segment au contact de la chemise peut décrire un régime d'élastique-plastique où le passage du régime élastique au régime plastique se fait généralement avec une petite inhomogénéité qui provoque

un "arrondi" entre la partie élastique et plastique de la courbe  $\sigma(\varepsilon)$ . Cependant, comme cela a été démontré par d'autres chercheurs, on suppose que le contact entre le segment et la chemise relève uniquement du domaine élastique même si une déformation plastique puisse se produire [81]. Greenwood et Tripp [60] ont démontrés que la pression nominale due au contact des aspérités calculée pour la déformation élastique est similaire à celle calculée pour la déformation plastique. Il convient donc de noter que l'effet de la passivité<sup>11</sup> sur les surfaces des segments et de la chemise peut également jouer un rôle important sur le contact entre les aspérités des deux surfaces, mais qui n'a pas été considéré dans ce travail.

### 3.2.9 Pression du gaz dans les différentes régions entre segments et chemise

La répartition et la connaissance de la pression du gaz aux alentours du segment est essentiel pour l'étude des forces agissant sur le segment afin de savoir si les segments ont une étanchéité efficace aux gaz en provenance de la chambre de combustion.

La pression du gaz dans la région 1 (Figure 24) est présumée égale à la pression du gaz dans la chambre de combustion ; de même que la pression du gaz dans la région 6, 7 qui est supposée constante et égale à la pression du gaz dans le carter. Il reste donc à calculer la pression du gaz dans les régions 2, 3, 4 et 5.

L'équation d'état ainsi que l'équation de continuité appliquées à ces régions, avec l'hypothèse que l'écoulement est isotherme, permettent d'écrire :

$$\begin{aligned}\frac{dp_2}{dt} &= \frac{RT_2}{V_2} (\dot{m}_{12} - \dot{m}_{23}) \\ \frac{dp_4}{dt} &= \frac{RT_4}{V_4} (\dot{m}_{34} - \dot{m}_{45}) \\ \frac{dp_6}{dt} &= \frac{RT_6}{V_6} (\dot{m}_{56} - \dot{m}_{67}) \\ \frac{dp_3}{dt} &= \frac{RT_3}{V_3} (\dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35}) \\ \frac{dp_5}{dt} &= \frac{RT_5}{V_5} (\dot{m}_{35} + \dot{m}_{45} - \dot{m}_{56} - \dot{m}_{57})\end{aligned}\tag{3.41}$$

---

<sup>11</sup> **Passivité** représente un état dans lequel la vitesse de corrosion des métaux ou des alliages est notablement ralentie par la présence d'un film passif naturel ou artificiel, par rapport à ce qu'elle serait en l'absence de ce film. Ce film passif apparaît spontanément par oxydation.



Où :

$T_i$ ,  $p_i$  et  $V_i$  sont la température, la pression et le volume de chaque région, et  $m_i$  est la masse initiale du gaz dans chaque région calculée à la fin de la phase d'admission.  $R$  est la constante universelle des gaz parfaits.

Le débit massique du gaz à travers le jeu à la coupe du segment est calculé par la résolution de l'équation de Saint Venant [85] pour un écoulement à travers un orifice à section constante donnée par l'expression suivante :

$$\dot{m}_{i,j} = C_d S_{i,j} \left[ \frac{2v}{(v-1)RT_i} \right]^{1/2} p_i \left( \frac{p_j}{p_i} \right)^{1/v} \left[ 1 - \left( \frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{v-1}{v}} \right]^{1/2} \quad (3.42)$$

Où :

$C_d$  : coefficient de débit ;

$S$  : section de passage à travers le jeu à la coupe entre les régions  $i$  et  $j$  ;

$p_i$ ,  $p_j$  : pressions du gaz dans les régions  $i$  et  $j$  ;

$v$  : Coefficient de Poisson.

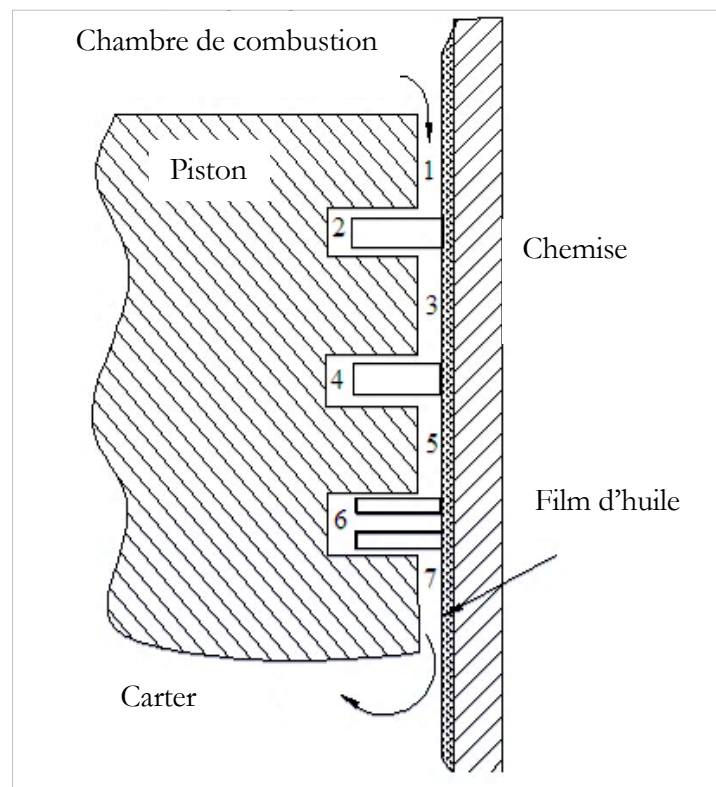


Figure 24 : Différentes régions entre segments et chemise.

La résolution numérique du système d'équations (3.41) associé à l'équation (3.42) ainsi qu'aux équations du mouvement axial des segments (section 3.4.4), permet de déterminer l'évolution de la pression du gaz dans chaque région ainsi que les débits massiques du gaz s'écoulant entre ces régions.

### 3.3 Effets de la température sur la lubrification

L'hypothèse que la viscosité reste 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.

Lorsque les segments portent bien sur la chemise et les faces des gorges, le flux de gaz qui traverse la segmentation est faible, la quantité de chaleur ainsi véhiculée et transmise aux segments est peu élevée, de même que la variation de celle-ci au cours de chaque Cycle.

En règle générale, le segment a une température plus élevée que la chemise, un gradient de température particulièrement élevé de part et d'autre de la coupe (du fait du passage des gaz par la coupe) s'établit entre ses fibres intérieures (chaudes à cause du contact avec les gaz) et ses fibres extérieures (relativement froides à cause du contact avec la chemise) ; le segment a donc tendance à s'ouvrir en exerçant ainsi une pression sur la chemise aux extrémités libres, phénomène d'autant plus présent lorsque le diamètre de la chemise est plus grand ; il s'ensuit un interstice en forme de lunule par lequel les gaz peuvent s'infiltrer.

Il ne faut pas perdre aussi de vue l'influence de la position de la coupe du premier segment sur la température locale du deuxième segment. Il y a certes intérêt à ce que les segments tournent en permanence dans leur plan, mais cette rotation ne se produit qu'à une certaine vitesse et pour certains couples.

Les températures respectives du segment, du piston et de la chemise varient d'un type de moteur à un autre en fonction de multiples facteurs : refroidissement ou non du piston, température de l'eau de refroidissement, de l'air admis, de l'huile, des gaz d'échappement, de la turbulence du mélange air-carburant, de l'importance du jeu à la coupe des segments. Pour assurer une bonne transmission thermique entre piston et segment, il est bon que l'épaisseur radiale  $e$  du segment soit de l'ordre de  $0,04 d_s$ , ce qui, en général (mais il est toujours recommandé de s'en assurer), ne provoque pas de contraintes trop élevées à l'opposé de la coupe lors de la mise en place du segment. Soulignons que les segments à face conique à chanfrein de torsion, bombés, se refroidissent moins bien que les segments cylindriques, tant que leur face extérieure ne se plaque pas suffisamment sur la chemise : ce mauvais refroidissement peut provoquer une perte des caractéristiques mécaniques du matériau se

traduisant par une perte de tension (décelable au démontage par une diminution de la longueur de la coupe à l'état libre) conduisant inéluctablement au passage des gaz, et donc au grippage.

En règle générale, le grippage de la face extérieure du segment — pratiquement limité au segment de tête — est fonction :

- De la pression maximale de combustion ;
- De la vitesse linéaire du piston ;
- De la qualité de la lubrification (viscosité, impuretés, etc.) ;
- De l'état des surfaces en contact (rodage, etc.).

Il se produit, en fait, surtout :

- Si la température du haut de la chemise, aux alentours de la position du segment de tête au P.M.H., dépasse 180° C ;
- Si le segment est gommé dans sa gorge, situation dont est responsable, au premier chef, la température en fond de gorge.

### 3.3.1 Variation de la viscosité en fonction de 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 qui représente les variations thermiques de la viscosité de cisaillement isobare dans le lubrifiant [86].

$$\nu(T) = Z \cdot e^{\left(\frac{T_1}{T_2+T}\right)} \quad (3.43)$$

Où :

$\nu$  : est la viscosité cinématique ;

$T$  : température au sein du film d'huile ;

$Z$  : est une constante décrivant l'épaisseur de l'huile ;

$T_1, T_2$  : sont des constantes liées à la température de transition vitreuse.

L'importante variation de la température dans le moteur à combustion interne et précisément dans la chambre de combustion (170°C aux PMH, 105°C aux PMB) provoquent de grandes variations de viscosité.

Afin de diminuer cette variation, des améliorants d'indice de viscosité (VI) sont ajoutés aux lubrifiants, ce sont des polymères qui en les ajoutant peuvent réduire le changement de viscosité des

lubrifiants à basses et à hautes températures. Ces améliorants permettent aux huiles de maintenir leur viscosité et leur capacité à former un film lubrifiant avec des températures variables.

L'huile lubrifiante à base d'huile minérale perdent de son efficacité à haute température, et cela à cause de la chaleur qui réduit sa viscosité et sa capacité à former un film. La solution traditionnelle à ce problème était de changer d'huile chaque début de saison, ce qui était extrêmement coûteux avant l'arrivée de cette technique d'amélioration d'indice de viscosité.

Pour le cas des huiles de faible viscosité, l'ajout des améliorants d'indice de viscosité épaississent efficacement le film à mesure que la température augmente. Cela signifie que l'effet lubrifiant des lubrifiants à base d'huiles minérales peut être garanti pour une plus grande variation de températures.

Un des effets secondaires de ces additifs, est qu'ils rendent la viscosité de l'huile dépendante de son taux de cisaillement, sachant qu'un taux de cisaillement élevé diminue la viscosité de l'huile [32].

Pour modéliser la dépendance de la viscosité au taux de cisaillement, la relation suivante a été utilisée :

$$\nu = \nu_0 \frac{1 + \frac{\nu_\infty}{\nu_0} \left(\frac{\gamma}{\chi}\right)^m}{1 + \left(\frac{\gamma}{\chi}\right)^m} \quad (3.44)$$

Où :

$\nu_0$ ,  $\nu_\infty$  et  $\gamma$  : sont des paramètres qui décrivent le rapport de viscosité au taux de cisaillement du lubrifiant ;

$m$  : est un paramètre qui régit la largeur de la zone de transition ;

$\chi$  : et le taux de cisaillement critique, qui contrôle la vitesse de cisaillement à laquelle la transition de la viscosité se produit.

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

Pour calculer la viscosité de l'huile lubrifiante dans le contact segments-chemise, on doit calculer la température au sein du film d'huile.

En considérant que l'écoulement dans le film d'huile est laminaire, l'équation de l'énergie peut être écrite comme suit [87] :

$$\rho C_v u \frac{\partial T}{\partial x} = k_t \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.45)$$

$\rho$  : est la masse volumique de l'huile ;

$C_v$  : est la chaleur spécifique de l'huile ;

$u$  : est la vitesse ;

$k_t$  : est le coefficient de conductivité thermique.

En intégrant l'équation (3.45) 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 :

$$\rho C_v \int_0^h U \frac{\partial T}{\partial x} dy = k_t \int_0^h \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy + \int_0^h \tau_{xy} \frac{\partial U}{\partial y} dy + D \quad (3.46)$$

Avec :

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

$$D = C_f . P . U . P_c^n(\lambda(x)) \quad (3.47)$$

Où :

$C_f$  : est le coefficient de frottement ;

$P_c^n(\lambda(x))$  : la charge créée par les aspérités entre deux surfaces est définie par la loi empirique donnée précédemment (3.34).

La température moyenne et la vitesse moyenne sont données par :

$$T_m(x) = \frac{1}{h} \int_0^h T dy \quad (3.48)$$

$$U_m(x) = \frac{1}{h} \int_0^h U dy \quad (3.49)$$

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

$$T = ay^2 + by + c \quad (3.50)$$

Avec :

$$T_{(y=0)} = T_1 \quad , T_{(y=h)} = T_2 \quad (3.51)$$

En remplaçant l'équation (3.48) et (3.49) dans (3.50) on aura :

$$T = 3(T_2 - 2T_m + T_1) \left(\frac{y}{h}\right)^2 + 2(3T_m - T_2 + 2T_1) \left(\frac{y}{h}\right) + T_1 \quad (3.52)$$

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

$$T = 3(2T_c - 2T_m) \left(\frac{y}{h}\right)^2 + 2(3T_m + T_c) \left(\frac{y}{h}\right) + T_c \quad (3.53)$$

Avec :

$T_c$  : température de la chemise.

L'équation qui donne la température du film d'huile est obtenue en remplaçant (3.48), (3.49), (3.50) ainsi que (3.15) dans (3.46), ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} \rho C_v \frac{\partial T_m}{\partial x} \left\{ \frac{U}{2} (h_T - \sigma \phi_c) - \phi_p \frac{h^3}{U_m} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} \\ = k \frac{6}{h} (2T_c - 2T_m) + \frac{U_m U}{h} \{ \phi_{fg} + \phi_{fc} (1 + \sigma) \} \\ + U \left\{ \left( \frac{1}{2} + \sigma^2 \right) \phi_{fp} h - h_T \sigma - \frac{h_T - \sigma \phi_c}{2} \right\} \frac{dP}{dx} + \phi_p \frac{h^3}{U_m} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + D \end{aligned} \quad (3.54)$$

La température au sein du film d'huile entre le segment et la chemise est calculée en utilisant 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 [42], cette expression est basée sur la racine carrée de la distance du segment des points morts. Elle est donnée par :

$$T_c(l) = T_{PMH} - (T_{PMH} - T_{PMB}) \left( \frac{x_c}{L_c} \right)^{0.5} \quad (3.55)$$

Avec :

$x_c$  : position du segment sur la chemise relative aux PMH ;

$L_c$  : longueur de la course du moteur.

### 3.4 Modélisation du frottement dans le contact

Dans un contact, lorsque la vitesse de deux surfaces est différente, le lubrifiant accommode cette différence. Des contraintes de cisaillement se manifestent alors et engendrent une résistance au glissement appelée force de frottement. En plus, lors de la rupture du film d'huile ou dans le cas où sa quantité est insuffisante, les deux surfaces interagissent et des zones de frottement dite "sec" apparaissent. Cette force de frottement a donc deux origines : le cisaillement du fluide visqueux et les

interactions entre les aspérités des surfaces en contact, et peut être définie suivant les trois modes de lubrification (limite, mixte, et hydrodynamique).

Le coefficient de frottement est le rapport donc entre cette force de frottement et la charge appliquée au contact. Il correspond physiquement à une perte énergétique.

Afin de caractériser le coefficient de frottement en fonction des paramètres de fonctionnement, on trace une courbe dite de "Stribeck" [5], Les conditions de fonctionnement sont généralement traduites par le nombre de Sommerfeld  $S$  qui est calculé comme suit :

$$S = \frac{\text{viscosité} \times \text{vitesse}}{\text{rayon de courbure} \times \text{pression dans le contact}} \quad (3.56)$$

Pour un contact donné, on obtient la courbe, en augmentant progressivement la vitesse. Pour des valeurs de  $S$  faibles, la charge est entièrement supportée par les aspérités des surfaces en contact, c'est le régime limite, le coefficient de frottement est constant (au-alentour de 0.15 pour des surfaces métalliques avec une huile additivée). Puis l'épaisseur du film lubrifiant augmente progressivement, les interactions entre aspérités et le coefficient de frottement diminuent, dans ce cas-là le contact passe en régime mixte. Lorsque les interactions deviennent peu nombreuses, dans le cas où le film d'huile est complet, le coefficient de frottement atteint une valeur minimale et le contact passe en régime hydrodynamique. Dans ce régime, le frottement, d'origine visqueux, est légèrement croissant avec le nombre de Sommerfeld, le coefficient de frottement varie selon une loi parabolique, tant que l'écoulement du lubrifiant dans le contact reste laminaire.

Le fonctionnement en régime limite ou mixte a des conséquences néfastes sur le contact et contribue à une usure importante des pièces. L'usure est une conséquence du frottement et se produit au niveau de la zone de contact. Le contact direct entre les aspérités mène à l'arrachement progressif des particules de la matière des deux surfaces en contact. On peut y remédier à ce phénomène en utilisant des lubrifiants contenant des additifs qui protègent les surfaces en créant une couche protectrice, mais aussi pour éviter l'accumulation de résidus de boues générés par les changements chimiques et l'oxydation, en raison des hausses de la température et de la présence d'oxygène.

### 3.4.1 Frottement dans la lubrification hydrodynamique

Dans ce mode de lubrification, l'huile soutient la charge du segment sur la chemise, et donc la quantité de frottement produite par l'interaction segments-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 combinées de la mécanique des fluides régissant le comportement du lubrifiant et les forces agissant sur le segment.

Le système de l'étude est représenté sur les figures (**Figure 20**, **Figure 25**) dans le cas le plus général, l'inconnu est l'épaisseur minimum du film d'huile  $h_{min}$ , (lorsque le profil de la surface du segment est connu, donc  $h_{min}$  est connu, d'où le  $h(x)$  sera également connu).

Dans le cas le plus général, deux équations sont nécessaires pour trouver les inconnus. La première est l'équation de Reynolds modifiée appliquée au film d'huile qui se trouve entre la surface du segment et de la chemise. Cette équation relie le gradient de pression dans le film d'huile à sa largeur et longueur. Une seconde vient de l'équilibre des forces radial appliquées sur le segment.

Dans le cas général lorsque le segment est partiellement inondé, le frottement entre le segment et la chemise dit frottement dû à la lubrification hydrodynamique s'exprime en intégrant le tenseur de cisaillement est déterminé comme suit :

$$F_{f,hyd} = \int_{x_1}^{x_2} \tau dx \quad (3.57)$$

L'effort de cisaillement,  $\tau$ , défini dans l'équation ci-dessus est donné par l'équation (3.15), la force de frottement peut être exprimée en fonction de la taille et de la largeur du film d'huile est exprimée par :

$$F_{f,hyd} = \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{\mu U}{h_T} (\Phi_{fg} + \Phi_{fs}) - \Phi_{fp} \frac{h_T}{2} \frac{dP}{dx} \right) dx \quad (3.58)$$

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

### 3.4.2 Frottement dans la lubrification limite

Le frottement dans ce mode de lubrification, se produit en l'absence de lubrifiant entre le segment et la chemise, de ce fait la charge du segment sur la chemise sera complètement soutenue par le contact des aspérités. Et puisqu'il n'y a aucune huile dans ce contact,  $x_1=x_2=0$ , donc le seul inconnu dans le problème sera  $h_{min}$ , qui peut être déterminé en utilisant une force radiale d'équilibre.

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

$$F_{f,c} = \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} P_c dx \quad (3.59)$$



Où :

$a_{asp}$  : 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.

Le modèle de contact entre aspérités présenté dans le précédent chapitre permet de calculer la pression de contact moyenne entre aspérités sur une ligne de largeur  $\Delta x$ .

La pression de contact  $P_c$  entre les deux surfaces est défini par la loi empirique donnée par la relation (3.34), et qui basé sur la théorie de Greenwood-Tripp [60].

### 3.4.3 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 limite. Le frottement mixte est ainsi calculé comme suit :

$$F_{f,mx} = \int_{x_1}^{x_2} \tau dx + \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} P_c dx \quad (3.60)$$

### 3.4.4 Equation d'équilibre de la charge

L'équation d'équilibre de la charge est une équation intégrale globale. Elle est composée de la portance générée par la pression dans le fluide et par la charge due aux contacts inter-aspérités des surfaces. La charge du segment, composée de sa propre tension et de la pression des gaz de combustion à l'arrière de la gorge du piston, doit soutenir l'ensemble des pressions composées de la pression hydrodynamique dans le film d'huile, la pression due au contact des aspérités et les pressions des gaz agissant sur les côtés du segment [43]. L'équilibre des forces radiales appliquées sur le segment sont représentées sur la **Figure 25** dans le cas le plus général. Le système est gouverné par la loi fondamentale de la dynamique appliquée au segment.

En mettant le tout à zéro, nous supposant que le système est quasi statique dans la direction radiale, ce qui est bien démontré dans les travaux de Tian [30] et Liu [44].

Il convient de noter aussi que dans le terme d'intégration, la pression de contact d'aspérité, donnée dans l'équation (3.34) devrait être ajoutée à  $P(x)$  partout où la condition de transition entre la lubrification hydrodynamique et la lubrification mixte se produit ( $H_\sigma < 3$ ).

Ce qui nous donne au final :

$$\sum F_r = 0$$

$$\int_{x_1}^{x_2} P_{hyd} dx + \int_{-b_1}^{b_2} P_c dx + P_1(b_1 + x_1) + P_2(b_2 - x_2) - P_b(b_1 + b_2) - T_s(b_1 + b_2) = 0 \quad (3.61)$$

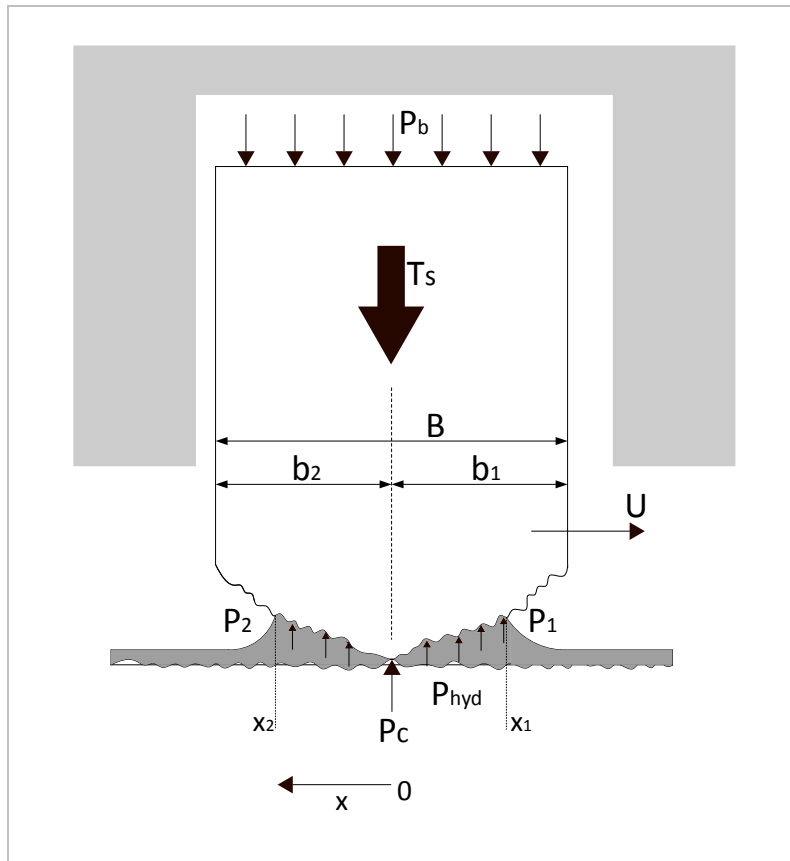


Figure 25 : Efforts de contact exercés sur un segment.

Cette équation doit être résolue itérativement avec les modèles de la lubrification hydrodynamique et du contact entre aspérités, afin de déterminer l'épaisseur du film d'huile et la distribution de la pression au sein du film lubrifiant.

### 3.4.5 Calcul de la force de frottement et de la perte de puissance

La force de frottement  $F_f$  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 hydrodynamique  $F_{f,hyd}$ , une par la lubrification limite  $F_{f,c}$ , et une autre qui vient du contact segment/gorge de segment  $F_{f,g}$ . Elle est donnée par la relation :

$$F_f = F_{f,hyd} + F_{f,c} + F_{f,g} \quad (3.62)$$

Le frottement entre segment et gorge de segment peut être calculée à partir de l'équilibre des forces radiales appliquées au segment représenté sur la **Figure 26** et est donné comme suit :

$$\sum F_{radiale} = 0$$

$$\int_{x_1}^{x_2} P dx + P_c - (T_s) \left( \frac{B}{3} \right) + F_{f,g} = 0 \quad (3.63)$$

Pour calculer la force de frottement dans le contact, il est nécessaire de connaître la pression dans le film d'huile, les pressions de contact moyennes entre aspérités, l'épaisseur du film d'huile en tout point et la de vitesse du segment. L'équation de Reynolds et l'équation d'équilibre sont résolues simultanément dans des conditions de fonctionnement et de roulement pur pour pouvoir modéliser simplement le problème, afin de déterminer l'épaisseur du film d'huile  $h$  dans le contact.

En remplaçant l'équation (3.58), (3.59) et (3.63) dans l'équation (3.62) on aura au final la formule de la force de frottement :

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \frac{\mu U}{h} \{ \phi_{fg} + \phi_{fs}(1 + \sigma) \} dx + \int_{x_1}^{x_2} \left\{ \left( \frac{1}{2} + \sigma^2 \right) \phi_{fp} \cdot h - h_T \sigma \right\} \frac{dP}{dx} dx$$

$$+ \int_{x_1}^{x_2} P dx + P_c - (T_s) \left( \frac{B}{3} \right) + \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} P_c dx \quad (3.64)$$

La perte de puissance due au frottement dans le contact segments-chemise peut être estimée à partir de la formule suivante [88] :

$$F_p = F_f \cdot U \quad (3.65)$$

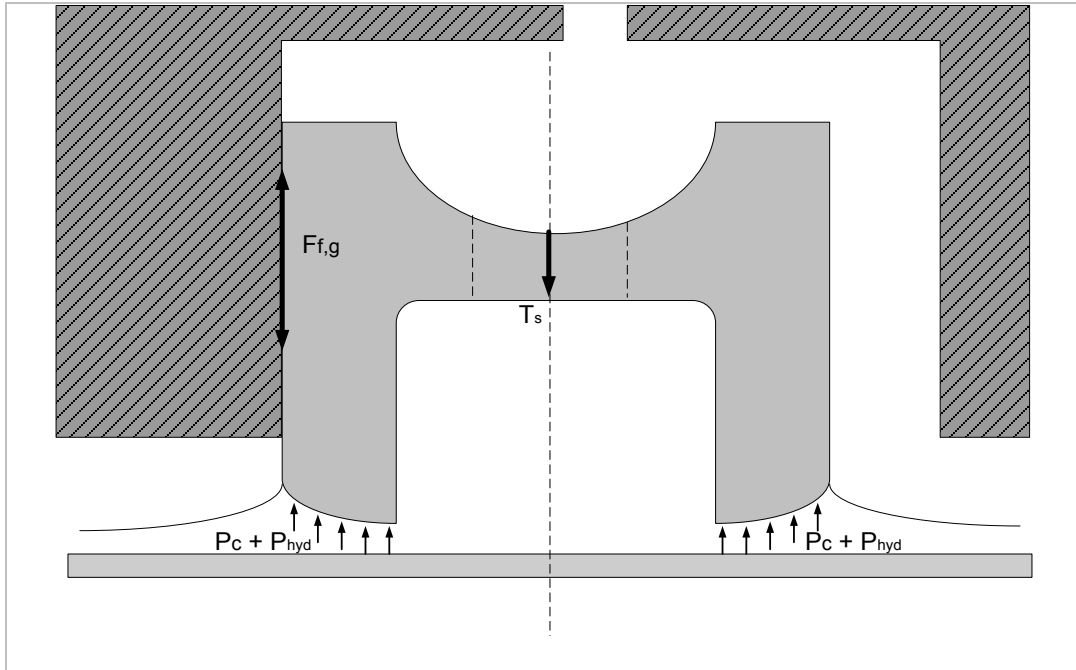


Figure 26 : Forces appliquées au segment dans sa gorge.

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

### 3.5 Effet des conditions de fonctionnement du moteur sur la lubrification et le frottement

Les moteurs à combustion interne ont un large spectre d'applications, d'où une large variation des conditions de fonctionnement et principalement la variation de la charge et de la vitesse. Entre les voitures dites de tourisme et les camions de transport, les charges et les vitesses varient considérablement en raison du type et style de conduite. Les voitures de courses fonctionnent avec des vitesses et des charges très élevées, contrairement aux moteurs stationnaires utilisés dans les groupes électrogènes de production d'électricité qui eux, fonctionnent sous une charge élevée, et une vitesse réduite car la charge élevée développe plus de puissance, et la vitesse réduite est nécessaire à la connexion de l'interface du générateur électrique et à la grille de puissance.

La vitesse et la charge du moteur affectent donc considérablement le frottement qui se manifeste entre les segments et la chemise. En outre, un bon approvisionnement en huile dans ce triplet diminue d'une façon très importante l'usure due à ce phénomène. Dans les sections qui suivent, ces effets seront donc analysés séparément afin d'analyser les contributeurs majeurs au frottement en différents régimes de fonctionnement.

### 3.5.1 Effet de la vitesse du moteur

L'effet de la vitesse du moteur sur le frottement dans le contact segments-chemise, peut être obtenu des relations développées dans la section 3.4, le 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. Par conséquent, le frottement est mesuré comme suit :

$$F_f \sim \frac{\mu U}{h} B \quad (3.66)$$

L'épaisseur minimale du film d'huile peut être liée à la vitesse du piston par le rapport suivant dérivé de (3.5) :

$$h_{min} \sim \sqrt{\frac{\mu U B}{p P}} \quad (3.67)$$

En combinant l'équation (3.66) et l'équation (3.67) dans (3.65), on peut voir que les pertes de puissance due au frottement montent avec la vitesse du piston comme suit :

$$F_p \sim \mu^{\frac{1}{2}} U^{\frac{3}{2}} \quad (3.68)$$

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 fonction du taux de cisaillement, qui dépend directement de la vitesse du piston, comme expliqué dans la section 3.3.1. À mesure que la vitesse de piston augmente, 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, et principalement de la distribution de celle-ci 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 due au frottement augmentent seulement avec des vitesses de moteur extrêmement élevées [12].

### 3.5.2 Effet de la charge du moteur

L'effet de la charge du moteur sur le frottement est moins important que celle de la vitesse. Afin de maintenir cette vitesse constante lorsque la charge augmente, la quantité du mélange d'air d'admission et du carburant introduits dans le cylindre pour y être comprimés et brûlés pendant la combustion doit être augmentée. En conséquence, des pressions maximales plus élevées sont atteintes dans le cylindre, et le frottement dans le contact sera donc sensiblement affecté par ces

pressions tout au long du cycle de combustion. La pression du cylindre a une influence sur la pression hydrodynamique, qui à son tour a une influence sur la dynamique du segment et donc une répercussion sur toutes les conditions entrant dans la lubrification du triplet et cela sur tout le cycle moteur [16].

### **3.6 Conclusion**

Dans ce chapitre, on a défini le modèle permettant d'étudier l'influence de la rugosité de surface sur un contact hydrodynamique sous-alimenté. Des hypothèses fondamentales ont été prises : le film d'huile est mince au sens de Reynolds, même en présence des stries ; les conditions cinématique sont de type roulement pur pour le calcul de l'épaisseur du film d'huile lubrifiante avec l'équation de Reynolds. Le modèle comporte aussi l'équation d'énergie pour le calcul de la température au sein du film d'huile et l'équation d'équilibre des charges. L'influence de la rugosité des plateaux inter-strie sur la lubrification est déterminée en utilisant le modèle statistique de Greenwood-Tripp, donnant la portance moyenne apportée par la rugosité des plateaux lors de la rupture du film lubrifiant. Le calcul des forces de frottement comporte aussi cette composante due aux contacts entre les aspérités des surfaces. Le frottement généré par la rugosité des plateaux et de la surface texturée est calculé pour les trois modes de lubrification. L'épaisseur du film d'huile utilisée pour le calcul du frottement est celle déterminée par le modèle de l'écoulement de Reynolds avec des conditions de roulement pur, le chapitre suivant présente les méthodes numériques utilisées ainsi que la discrétisation des équations faites pour résoudre ce problème.

# Chapitre IV

## DISCRETISATION ET METHODES NUMERIQUES

Dans les deux chapitres précédents, nous avons présenté le modèle de calcul de la topographie des surfaces, et les équations du modèle de contact hydrodynamique prenant en compte la rugosité des plateaux et la texturation de la chemise. L'ensemble du problème est non linéaire et est constitué de plusieurs équations (équations de Reynolds, équation d'énergie, équation d'équilibre des charges). Le calcul des paramètres liée à la lubrification et au frottement entre le segment et la chemise, rendue compliquée par la rugosité et la striation des surfaces qui doivent être prise en considération par l'introduction des facteurs d'écoulement dans les équations, exige la solution simultanée d'un ensemble d'équations couplée et non-linéaires. Comme il n'existe pas de solution analytique connue, le problème doit être résolu numériquement. Ce chapitre détaille dans un premier temps la discrétisation des équations et montre les problèmes de temps de calcul avec les méthodes de résolution itératives. Puis, il présente la méthode multigrille d'accélération de la convergence et l'algorithme de résolution complet, qui sera compilé par la suite pour un ensemble donné de paramètres de conception afin de prévoir les performances des segments.

### 4.1 Hypothèse de l'étude

Le contact segment chemise est soumis à des conditions de fonctionnement qui dépendent :

- Des pressions des gaz en amont, aval et derrière chaque segment qui, avec la tare, définissent la force radiale appliquée sur la chemise ;
- De la température qui définit la viscosité locale de l'huile lubrifiante ;
- Du mouvement d'ensemble du piston et de la dynamique des segments qui définissent la vitesse instantanée du segment.

Le modèle de calcul considère que l'ensemble des forces radiales représentées par une force radiale  $f_r$  s'appliquant sur le segment sera constante dans les études paramétriques, de même que la vitesse du segment et la viscosité du lubrifiant. Afin de simplifier l'approche du problème, un seul paramètre est défini, dit paramètre de charge  $F_n$ , qui englobe la force extérieure appliquée, la vitesse et la viscosité, et cela grâce à l'adimensionnement des paramètres.

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnu principal est la pression. La valeur de cette pression dépend de la géométrie du contact et de sa cinématique et des conditions aux limites retenue sur la pression lors de sa résolution.

Les suppositions de l'étude qui permettent en particulier de décrire l'écoulement du fluide dans les contacts lubrifiés 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 le manuscrit de Seireg [19].

## 4.2 Discrétisation des équations

Pour pouvoir résoudre le problème de façon numérique, les équations du modèle nécessitent une discrétisation. La question fondamentale qui se pose est : comment peut-on représenter de manière discrète une fonction continue ? La méthode la plus intuitive sera de considérer un nuage de points et de définir un maillage sur une grille et de définir la fonction par la valeur qu'elle prend aux nœuds de la grille. Les équations discrètes définissent des relations entre les valeurs des variables au point  $i$  et aux points voisins. Pour les termes aux dérivées partielles, la discrétisation est basée sur le principe



des différences finies. Celles-ci dérivent des développements de Taylor des équations aux dérivées partielles.

#### 4.2.1 Approximation avec différences finies

La méthode des différences finies consiste à approximer les dérivées de l'équation de Reynolds au moyen des développements de Taylor, elle se déduit directement de la définition de la dérivée. La façon la plus simple consiste à supposer que la fonction est assez dérivable et à calculer la série de Taylor [89].

Pour construire une solution approchée du problème par une approximation par différences finies, on divise le domaine de calcul  $[0, L]$  en  $N$  intervalles, d'une longueur de  $\Delta x = \frac{L}{N}$ , et de la même façon l'intervalle temps  $[0, t]$  avec un pas  $\Delta t$ .

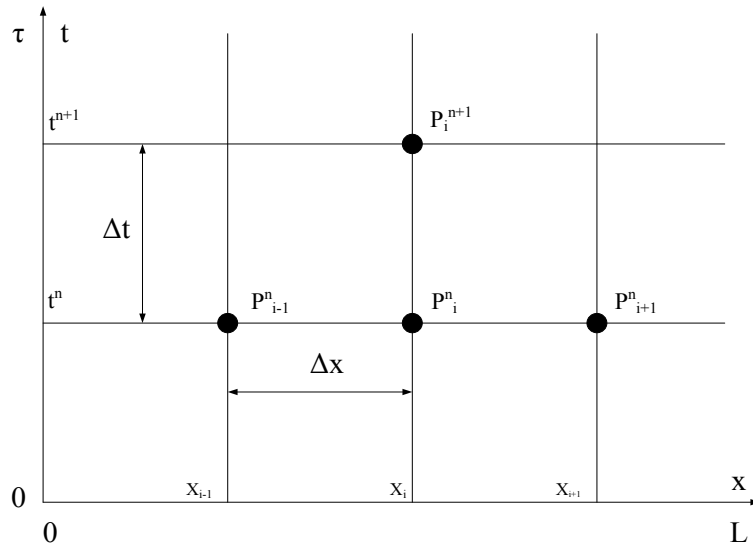


Figure 27 : Maillage différences finies.

Le calcul de la solution approchée  $P^h$  sur un maillage où chaque point d'indice  $(i, n)$   $(x_i, t_n)$  est repéré sur l'axe  $x$  par sa position  $x_i = i\Delta x$  et sur l'axe  $t$  par  $t_n = n\Delta t$  comme montré sur la [Figure 27](#). donne pour la pression la solution approchée aux nœuds du maillage ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 P^h(x_i) &= P^h(i\Delta x) = P_i \\
 P^h(x_{i+1}) &= P^h((i+1)\Delta x, n\Delta t) = P_{i+1} \\
 P^h(x_{i-1}) &= P^h((i-1)\Delta x) = P_{i-1}
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

Et pour l'épaisseur du film d'huile :

$$\begin{aligned}
 h^h(x_i, t_n) &= h^h(i\Delta x, n\Delta t) = h_i^n \\
 h^h(x_i, t_{n+1}) &= h^h(i\Delta x, (n+1)\Delta t) = h_i^{n+1} \\
 h^h(x_{i+1}, t_n) &= h^h((i+1)\Delta x, n\Delta t) = h_{i+1}^n \\
 h^h(x_{i-1}, t_n) &= h^h((i-1)\Delta x, n\Delta t) = h_{i-1}^n
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Pour approximer l'équation de Reynolds (3.6), on cherche une approximation de la dérivée première en temps  $\frac{\partial h}{\partial t}$  et des dérivées premières et secondes en espace  $\frac{\partial h}{\partial x}$  et  $\frac{\partial^2 P}{\partial x^2}$ .

En partant de la définition de la dérivée première  $\frac{\partial h}{\partial t}$  et  $\frac{\partial h}{\partial x}$  au point  $x = x_i$  et à l'instant  $t = t_n$  : on peut écrire pour la pression et l'épaisseur du film d'huile :

$$\frac{\partial P}{\partial x} \approx \frac{P(x_i + \Delta x) - P(x_i)}{\Delta x} \tag{4.3}$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} \approx \frac{h(x_i, t_n + \Delta t) - h(x_i, t_n)}{\Delta t} \tag{4.4}$$

En utilisant le développement en série de Taylor de  $P(x_i + \Delta x)$  et  $h(x_i, t_n + \Delta t)$  autour du point  $(x_i, t_n)$  à l'ordre  $m$ , nous pouvons en déduire l'approximation par différences finies de la dérivée première pour la pression et l'épaisseur du film d'huile :

$$\frac{\partial P}{\partial x} \Big|_i^n = \underbrace{\frac{P_i^{n+1} - P_i^n}{\Delta x}}_{\text{représentation en DF de la dérivé première}} - \underbrace{\frac{\Delta x}{2!} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \Big|_i^n}_{\text{erreur de troncature (E}_t\text{)}} + O(\Delta x)^2 \tag{4.5}$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} \Big|_i^n = \underbrace{\frac{h_i^{n+1} - h_i^n}{\Delta t}}_{\text{représentation en DF de la dérivé première}} - \underbrace{\frac{\Delta t}{2!} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} \Big|_i^n}_{\text{erreur de troncature (E}_t\text{)}} + O(\Delta t)^2 \tag{4.6}$$

Pour ces équations, on retrouve l'approximation par différences finies plus un terme qui représente l'erreur liée à cette approximation, que l'on appelle erreur de troncature ( $E_t$ ).

En passant à une notation  $(i, j, n)$  on obtient alors une approximation des dérivées premières  $\frac{\partial P}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial h}{\partial x}$  et  $\frac{\partial h}{\partial t}$  par différences finies de l'ordre 1 :

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_i^n \approx \frac{P_i^{n+1} - P_i^n}{\Delta x} \quad (4.7)$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_i^n \approx \frac{h_i^{n+1} - h_i^n}{\Delta x} \quad (4.8)$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial t} \right|_j^n \approx \frac{h_j^{n+1} - h_j^n}{\Delta t} \quad (4.9)$$

Pour calculer l'approximation de la dérivée seconde, on utilise deux développements en série de Taylor de  $P(x, t)$  au voisinage de  $(x_i, t_n)$ , un premier développement avancé  $(x_i + \Delta x, t_n)$  et un second retardé  $(x_i - \Delta x, t_n)$ , la somme des deux développements nous donne l'approximation recherchée définis comme suit :

$$\left. \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \right|_i^n = \underbrace{\frac{P_i^{n+1} - 2P_i^n + P_{i-1}^n}{\Delta x^2}}_{\text{représentation en DF de la dérivé première}} - \underbrace{\frac{\Delta x^2}{12!} \left. \frac{\partial^4 P}{\partial x^4} \right|_i^n}_{\text{erreur de troncature (E}_t\text{)}} + O(\Delta x)^4 \quad (4.10)$$

Ce qui nous donne l'approximation de la dérivée seconde  $\frac{\partial^2 P}{\partial x^2}$  par différences finies à l'ordre 2 :

$$\left. \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \right|_i^n \approx \frac{P_i^{n+1} - 2P_i^n + P_{i-1}^n}{\Delta x^2} \quad (4.10)$$

En remplaçant dans l'équation de Reynolds les dérivées premières en temps et en espace par leurs approximations par différences finies, et la dérivée seconde en espace par son approximation par différences finies, on obtient le schéma aux différences finies explicite qui sera développé dans les sections suivantes.

#### 4.2.2 Accélération de la convergence et du temps de calcul

Les équations discrétisées dans les sections suivantes avec la méthode des différences finies seront résolues avec un processus itératif. Le problème qui se pose ici est de nature hydrodynamique donc de basse pression, d'où la nature de l'équation de Reynolds qui reste inchangeable dans tout le domaine de calcul. Pour cette dernière, le schéma de relaxation de Gauss-Seidel est utilisé car il permet de corriger la pression en chaque point du domaine en se servant des valeurs les plus fraîchement

calculées ; aussi on note qu'il est plus efficace que l'algorithme de Jacobi, car ce dernier ne corrige pas la valeur des variables une fois la correction calculée sur tout le domaine, d'où la nécessité lors du calcul d'un espace de stockage double [89].

Tout calcul numérique introduit une erreur sur le résultat. Cette erreur est composée de l'erreur de discrétisation et de l'erreur numérique ou résidu. L'erreur numérique dépend du nombre d'itérations, elle est donc réductible jusqu'à un niveau négligeable en augmentant le nombre d'itérations, c'est la convergence de la solution. Par contre, l'erreur de discrétisation dépend du nombre de points du maillage. Pour estimer et vérifier si la précision souhaitée est atteinte, on peut comparer la solution sur une grille de  $N$  points avec la solution sur une grille à  $4N$  points. Si la solution convergée n'est pas suffisamment précise, il suffit d'augmenter le nombre de points.

Une des problématiques posées par l'algorithme de Gauss-Seidel est que le temps de calcul est proportionnel à  $N^2$ , où  $N$  est le nombre de points de discrétisation. Ainsi pour une grille de  $512 \times 512$  points sur une surface striée, le temps de résolution du contact lisse est de plusieurs dizaines de minutes. Ceci rend les calculs transitoires, qui demandent plusieurs milliers de pas de temps, pratiquement irréalisables. D'où la nécessité d'utilisation d'une tierce méthode pour l'accélération du processus itératif telle que la méthode multigrille.

Cette technique est totalement indépendante de la méthode de discrétisation des équations et du schéma de résolution utilisé. L'objectif visé par cette technique est uniquement l'accélération de la convergence du processus de calcul en utilisant différentes tailles de maillage en imposant une correction globale obtenue sur une grille plus large. Dans cette étude, les maillages sont à pas constants sur l'ensemble du domaine de calcul.

### 4.2.3 Application de la méthode multigrille

La principale propriété des schémas itératifs du type Gauss-Seidel est de lisser rapidement l'erreur numérique et cela uniquement après quelques relaxations. Néanmoins, la réduction totale de l'erreur numérique est plus lente quand le nombre de points sur le domaine de calcul est grand. Ce problème provient du fait que le moyennement de l'erreur à un point  $i$  se fait avec son entourage.

Sur un maillage donnée, l'erreur numérique est une fonction discrète qui varie d'un point à l'autre, elle contient des basses fréquences et peut être décomposée en séries de Fourier. La notion de basse et haute fréquence est liée au maillage. Si on suppose que le maillage est régulier et que la taille du maillage est  $h$ , la plus haute fréquence qui peut être prise est  $\frac{1}{2h}$  et les fréquences plus grandes que  $\frac{1}{4h}$  seront donc amorties rapidement. Si on considère un maillage plus large de taille  $2h$ , le même critère nous montre que les fréquences qui vont être considérées comme hautes sont les fréquences plus

grandes que  $\frac{1}{2h}$ , donc le processus itératif réduit rapidement l'erreur de la basse fréquence et lentement celle de haute fréquence. L'idée consiste donc à travailler sur plusieurs niveaux de grilles de maillage, toutes discrétisant le même domaine, et d'utiliser la grille la plus large pour faire décroître l'erreur associée aux basses fréquences, puis de transférer cette correction sur la grille la plus fine [89].

La technique multigrille va donc se servir de cette caractéristique pour corriger chaque composante de l'erreur numérique sur la grille appropriée. Ainsi le nombre d'itérations nécessaire sur chaque grille est minimal. La convergence de la solution vers sa forme générale (peu précise) sera approchée sur la grille qui comporte les mailles les plus grandes. Le nombre d'itérations nécessaires est faible et le processus de résolution sera donc plus rapide et converge après une série d'interpolation consécutive vers la solution fine.

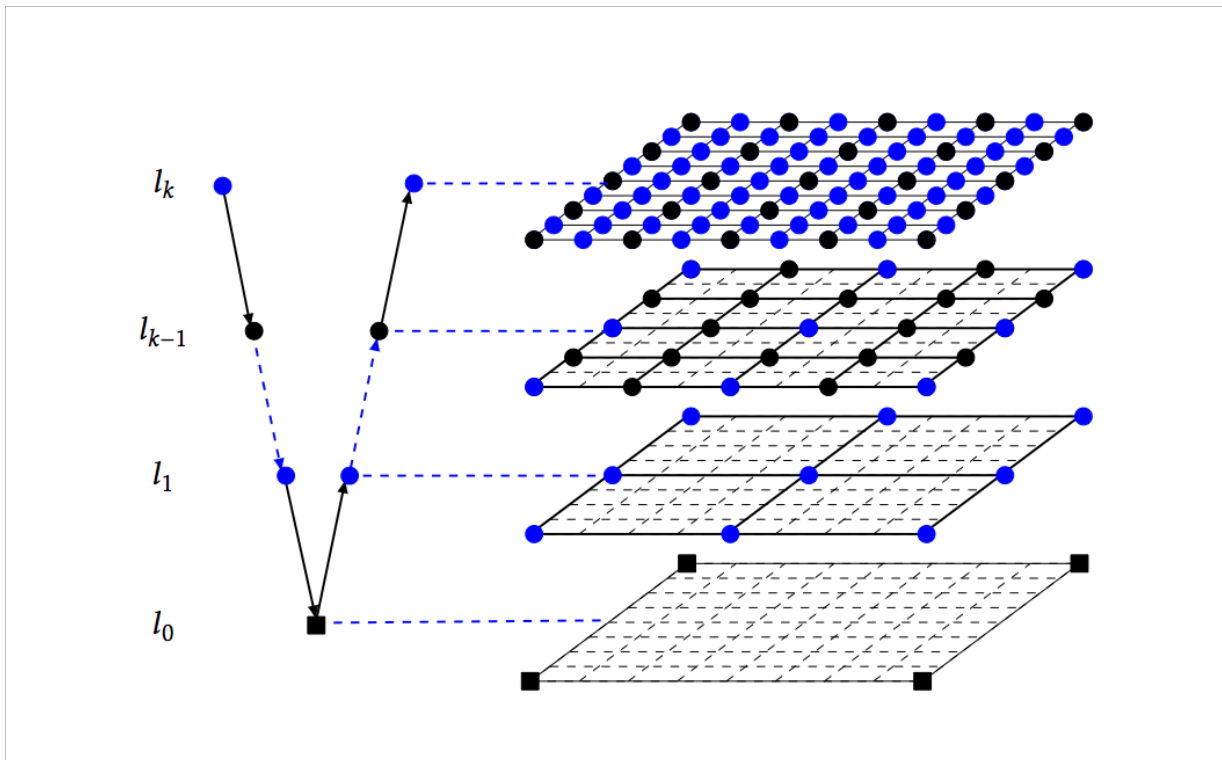


Figure 28 : Schéma de la grille de maillage de 4 niveaux avec un cycle multigrille en V.

Les passages d'une grille à l'autre nécessitent la définition des opérateurs de transfert, qui sont :

- L'opérateur d'injection qui injecte la grille la plus fine vers la grille la plus large
- L'opérateur d'interpolation qui transfère l'information d'une grille plus large vers une grille plus fine.

Si on considère deux grilles de résolution  $h$  et  $2h$  respective. On définit ainsi le schéma de correction de la grille la plus large vers la grille la plus fine comme suit :

$$A_h x_h = B_h \quad (4.11)$$

La résolution de l'équation de Reynolds sur une grille fine avec la méthode de Gauss-Seidel après un nombre donné  $N_1$  d'itérations donne une estimée  $v_h^{(N_1)}$  avec un résidu  $r_h$  donné par :

$$r_h = B_h - A_h v_h \quad (4.12)$$

L'injection de ce résidu sur la grille plus large de taille  $2h$  est possible en utilisant simplement une interpolation linéaire avec une solution itérée  $v_h \rightarrow v_{2h}$ , on aura :

$$r_{2h}(x_j) = \frac{r_h(x_j) + r_h(x_{j+1})}{2} \quad (4.13)$$

Le résidu injecté est relaxé en utilisant l'équation d'erreur suivante :

$$Re_{2h} = r_{2h} \quad (4.14)$$

Comme la solution réelle n'est pas connue, l'interrogation de savoir comment définir l'erreur initiale sur la grille large peut se faire en posant  $e_{2h}^{(0)} = v_{2h}$ .

Au bout d'un certain nombre  $N_2$  d'itérations, on obtient une nouvelle erreur  $e_{2h}^{N_2} = v_{2h}$ .

L'erreur est interpolée maintenant sur la solution de la grille  $v_h^{(N_1)}$ , l'interpolation linéaire de la solution faite sur la grille large vers la grille fine peut se faire comme suit :

$$e_h(x_{2j+1}) = \frac{e_{2h}(x_j) + e_{2h}(x_{j+1})}{2} \quad (4.15)$$

D'où la nouvelle estimée devient :

$$v_h = v_h^{(N_1)} + e_h \quad (4.16)$$

Les passages entre la grille large et la grille fine non monotones est défini par des cycles multigrille en V-cycle (**Figure 28**).

#### 4.2.4 Discrétisation de l'équation de Reynolds

La construction d'une approximation pour les dérivées partielles de l'équation de Reynolds modifiée 3.6, en fonction des valeurs de la fonction aux nœuds du maillage peut s'écrire de manière schématique avec un maillage construit en introduisant  $n + 1$  nœuds  $x_i$  avec  $i = 0, 1, \dots, n$ , régulièrement espacés avec un pas  $\Delta x$ . 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  $x_i$  Approximant la dérivée



- Les schémas implicites, où la solution au temps  $n + 1$  est obtenue par la résolution d'un problème inverse du type :

$$\frac{h^{n+1} - h^n}{\Delta t} = F^{n+1} \quad (4.21)$$

Le schéma d'Adams-Bashforth qui est un schéma explicite donnée par (4.6) est utilisé pour notre modélisation.

$$\frac{h_j^{n+1} - h_j^n}{\Delta t} = \frac{3}{2}F_j^n - \frac{1}{2}F_j^{n-1} \quad (4.22)$$

#### 4.2.6 Discrétisation du débit d'huile et de la contrainte tangentielle

La discrétisation du débit d'huile (3.11) et de contrainte tangentielle (3.15) utilisée pour le calcul du frottement par la suite nous donne :

$$q_{x(k)} = \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m \left[ \frac{-H_p^3}{12\mu} \frac{(-P_{i,j,k} - P_{i,j,k})}{\Delta x} + \frac{U}{2} H_s \right] \quad (4.23)$$

Et

$$\tau_{x(k)} = \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m \left[ -\frac{H_{fp}}{2} \frac{(P_{i+1,j,k} - P_{i,j,k})}{\Delta x} + \frac{\mu U}{H_{fs}} \right] \quad (4.24)$$

#### 4.2.7 Discrétisation des facteurs d'écoulement

En utilisant le même principe de discrétisation sur les facteurs d'écoulements de géométrie (3.13) et de correction de géométrie (3.18), on aura les formules suivantes :

$$\phi_p = \frac{\frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m \frac{H_\sigma^3}{12\mu} \frac{(P_{i+1,j,k} - P_{i,j,k})}{\Delta x}}{h \frac{P_{i+1,k} - P_{i,k}}{\Delta x}} \quad (4.25)$$

Et

$$\phi_c = \frac{\frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m \frac{H_\sigma^3}{12\mu} \frac{(P_{i+1,j,k} - P_{i,j,k})}{\Delta x}}{\frac{U \cdot \sigma}{2}} \quad (4.26)$$

#### 4.2.8 Discrétisation de la force de frottement

L'équation d'équilibre de la charge de type intégral globale est composée de la portance générée par la pression dans le fluide et par la portance due aux contacts des aspérités des deux surfaces. La



force de frottement due aux contacts des aspérités est calculée pour chaque ligne de largeur  $\Delta x$  et est donnée par.

$$F_{f,c(k)} = \sum_i \frac{L_{a,i}}{L_m} P_{c(i,k)} \Delta x \quad (4.27)$$

La force de frottement est la somme des forces de frottement visqueux et celle due aux contacts des aspérités.

L'expression de la force de frottement visqueux comporte la dérivée première de la pression. Un schéma central du 2<sup>nd</sup> ordre a été utilisé, ce qui donne :

$$F_{f,hyd(k)} = \frac{h^{0.5}}{6R_x^{0.5}} \sum_i \sum_j (3h_{i,j,k} \frac{P_{i+1,j,k} - P_{i-1,j,k}}{2\Delta x} + \mu \frac{1}{h_{i,j,k}}) \Delta x \quad (4.28)$$

### 4.3 Algorithme de calcul

#### 4.3.1 Vue d'ensemble des outils de la modélisation

Le modèle de calcul résout les équations régissant les données dans la section précédente à chaque angle du vilebrequin du cycle moteur. Le but essentiel de l'équation de Reynolds est de déterminer la distribution de pression dans le film lubrifiant, cette équation est une équation aux dérivées partielles de type elliptique, dont la résolution se fait numériquement par la méthode des différences finies.

La technique des différences finies centrées a été utilisée pour discrétiser l'équation de Reynolds sur le domaine de l'étude. La méthode multigrille avec un nombre important de points a été employée dans les deux directions pour bien modéliser les ondulations et les aspérités de la surface et bien accélérer la convergence du schéma itératif. Pour en déduire la solution approchée, cette méthode discrétise le même domaine et les mêmes équations différentielles, sur plusieurs niveaux de grilles de maillage, son but est de fournir une solution sur une grille plus grossière afin de disposer d'une cascade de grilles avec des pas de plus en plus grand. L'avantage est qu'on peut remonter à une solution fine par interpolations successives sur un niveau plus grossier, avec un temps de calcul optimisé lors de la résolution du système d'équations. Pour le faire, on utilise un cycle en V afin d'apporter une correction à la solution.

Lorsque l'épaisseur nominale du film d'huile diminue par rapport à la moyenne quadratique des rugosités  $\sigma$ , plusieurs nœuds qui ne sont pas en contact et qui sont considérés comme actifs seront sans aucune liaison avec les conditions aux limites. On va considérer que ces nœuds sont dans une dite "zone fermée".

Pour le calcul des différents paramètres, tous les nœuds qui se trouvent dans une zone fermée seront donc éliminés du domaine de calcul. Pour le cas du glissement pur du lubrifiant, on considère que l'huile qui se trouve dans ces zones-là est entraînée par le segment en mouvement et donc contribue au débit moyen. Cette contribution est ajoutée dans le modèle par le calcul géométrique des volumes des zones fermées divisé par l'unité de temps.

#### 4.3.2 Processus de résolution

Le processus de résolution de l'équation de Reynolds doit intégrer la technique de relaxation de la hauteur local du film lubrifiant  $h_T$ . Les techniques de relaxation [89] sont des méthodes itératives qui exécutent un système couplé, où la vitesse et la pression sont mises à jour en même temps au cours des calculs. L'équation (3.61) a défini l'équilibre entre la charge due au fluide, la charge due aux aspérités et la charge extérieure appliquée. En augmentant  $h_T$ , on a la possibilité donc de :

- Diminuer la portance due aux aspérités
- Diminuer la portance due à la pression du fluide

Le processus itératif doit aboutir à l'équilibre entre ces trois grandeurs. Le temps de calcul de la charge due au contact des aspérités n'est pas insignifiant et cette quantité reste constante à  $h_T$  constant. De plus, son calcul précis ne peut être obtenu que sur la grille fine. Elle ne sera donc calculée qu'une seule fois par V-cycle à son début.

Le processus de calcul débute avec un champ de température et de pression initial  $(T_0, h_{min0}, P_0)$  et les conditions aux limites choisies. Ensuite les équations données par le système discrétisé sont appliquées localement, dans tous les nœuds du maillage, point par point. Cette étape est répétée pour mettre à jour, petit à petit, les valeurs de la vitesse et de la pression. Ainsi, la méthode converge asymptotiquement vers la solution.

Il faut noter que la méthode itérative exécute localement nœud par nœud, et n'utilise pas le système entier. Ceci est dû essentiellement à la taille du domaine de calcul et à la complexité des équations utilisées ; les matrices<sup>12</sup> peuvent être très grandes. Le critère d'arrêt spécifique pour ces procédés, est la variation des valeurs calculées. Le calcul s'arrête lorsque les variables telles que la hauteur minimale du film lubrifiant, les coefficients de frottement ou les débits sortants présentent des variations entre deux itérations successives extrêmement faible.

L'algorithme de calcul complet est décrit dans la **Figure 29**. Il intègre la correction de  $h_{min}$ . Le processus à chaque pas de temps se termine par le calcul de la force de frottement.

---

<sup>12</sup>  $2^{24} \times 2^{24} = 248$  éléments pour un volume de calcul de  $256 \times 256 \times 256$  nœuds.

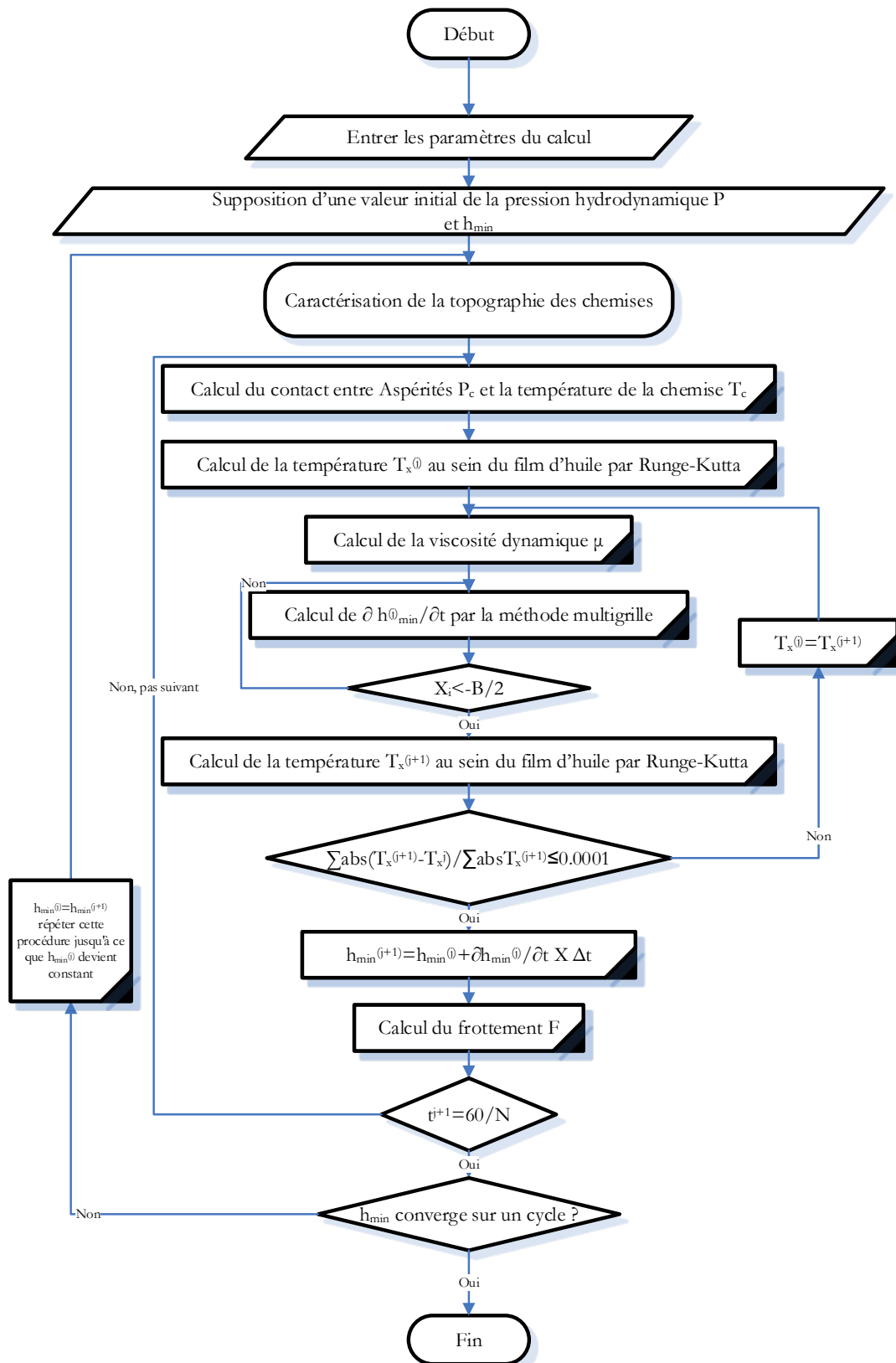


Figure 29 : Algorithme de calcul.

#### 4.4 Conclusion

Dans le chapitre précédent un modèle a été développé pour étudier l'influence de la rugosité et la texturation de surface sur l'écoulement d'un fluide lubrifiant visqueux à l'intérieur du contact segments-chemise. Par la suite l'étude et l'application des méthodes numériques pour la résolution de ces équations a été revue. Ce chapitre a présenté la discrétisation des équations du problème, les méthodes numériques utilisées ainsi que l'algorithme de calcul en différences finies. Pour la réduction du temps de calcul à un niveau tolérable, la méthode d'accélération multigrille a été employée pour la résolution de l'équation de Reynolds. Nous disposons ainsi d'un outil prêt à être mis en œuvre pour la classification et le choix des surfaces pour une lubrification optimale. Dans le chapitre suivant nous allons passer à l'essai d'une sélection de cas-tests qui vont nous permettre de confirmer d'une part la performance du modèle de résolution numériques et d'autre part sa validité.

# Chapitre V

## VALIDATION ET RESULTATS

Dans les deux chapitres précédents, un modèle qui prédit le frottement dans le contact segments-chemise a été présenté avec les méthodes numériques de résolutions afférentes. Dans le présent chapitre, la validation de cet outil de calcul va être appliquée à deux types de segments d'un moteur diesel, avec comme but la compréhension des différents facteurs intervenant dans ce contact, dans le but d'améliorer l'efficacité du moteur par la réduction du frottement et la consommation d'huile. Les prévisions du modèle ont été obtenues pour un moteur de la S.N.V.I. dont les caractéristiques sont présentées dans le **Tableau 5**.

### 5.1 Caractéristique du moteur de l'étude

La caractérisation des surfaces et la géométrie des segments détaillées dans les chapitres précédents, vont être employées pour analyser des stratégies possibles de réduction de frottement dans le contact segments-chemise. Bien que le modèle soit généraliste et puisse être appliqué sur n'importe quel type de moteur, l'analyse suivante a été réalisé sur un moteur diesel de la SNVI (Société Nationale des Véhicule Industrielle). Des détails de la géométrie du moteur et des conditions de fonctionnement considérées sont fournis dans le **Tableau 5**.

Dans cette étude, nous nous sommes concentrés sur le segment supérieur appelé segment coup de feu, et le segment inférieur dit segment racleur. Ce dernier a une forme à section doublement oblique à ressort spiroïdal, et 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 créée par le ressort est nécessaire pour réaliser la conformabilité adéquate quand la déformation thermique et mécanique du cylindre se produit pendant la combustion.


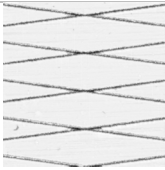

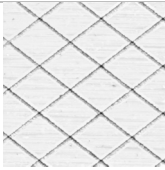
Le dimensionnement du segment nous permet de déterminer la pression exercée sur la chemise, cette pression est la résultante de deux pressions due à l'élasticité propre du segment et les gaz de combustion appliquée à l'arrière du segment dans sa loge. La lubrification de ce contact est également sensiblement 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 à s'incliner autour de son axe dans tout le cycle de combustion, ce qui affectera l'angle entre le segment et la chemise.

|   |                        |
|---|------------------------|
| <b>Moteur</b>                                   | <b>F41912</b>          |
| <b>Nombre de cylindre</b>                       | 4                      |
| <b>Cycle</b>                                    | Diesel à 4 temps       |
| <b>Principe de combustion</b>                   | Injection directe      |
| <b>Cylindrée totale</b>                         | 3770 cm <sup>3</sup>   |
| <b>Sens de rotation</b>                         | Vu sur volant à gauche |
| <b>Régime nominal max.</b>                      | 3000 tr/min            |
| <b>Vitesse min. de ralenti</b>                  | 600 – 700 tr/min       |
| <b>Ordre d'allumage</b>                         | 1-3-4-2                |
| <b>Alésage</b>                                  | 100 mm                 |
| <b>Course</b>                                   | 120 mm                 |
| <b>Compression</b>                              | 20-28 bars             |
| <b>Diamètre piston</b>                          | 99.91 mm               |
| <b>Hauteur gorge du segment de feu</b>          | 5 mm                   |
| <b>Hauteur gorge du segment racleur</b>         | 7 mm                   |
| <b>Epaisseur du segment de feu</b>              | 3 mm                   |
| <b>Epaisseur d'une lèvre du segment racleur</b> | 1,5 mm                 |
| <b>Jeu à la coupe segment de feu</b>            | 0.25 mm                |
| <b>Ouverture libre du segment de feu</b>        | 12 mm                  |
| <b>Tension du segment de feu</b>                | 0.176 MPa              |
| <b>Longueur de la course</b>                    | 265 mm                 |
| <b>Alésage d'axe du piston</b>                  | 35 mm                  |
| <b>Pression avant segment de feu</b>            | 2.365 MPa              |
| <b>Pression dans le carter</b>                  | 0.120 MPa              |
| <b>Coefficient de frottement</b>                | 0.1                    |
| <b>Module d'élasticité du segment</b>           | 120 GPa                |
| <b>Module d'élasticité de la chemise</b>        | 84 GPa                 |

Tableau 5 : Différents paramètres du moteur S.N.V.I.

Le concept de ce travail était d'étudier les effets de l'état de surface sur la lubrification du contact, le **Tableau 6** 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 [59] et qui se base sur le modèle de Greenwood et de Tripp [60] pour les surfaces rugueuses. En ce qui concerne la texture des chemises (**Figure 15**), le motif élémentaire sous forme de losange, composée d'un plateau parcouru par des stries suivant deux directions principales développé dans la section 2.4.1 a été utilisé.

Les principaux paramètres caractéristiques des surfaces en contact ainsi que les textures de la chemise sont données dans le **Tableau 6**, le Ra des plateaux, le Volume d'huile contenu dans les stries d'un motif de surface par unité de surface  $V_b$  et la densité de stries  $D_s$ .

|                           | Segment   | Chemise   |  |   |
|---------------------------|---|---|--|---|
|                           |   | T25   | T50  | T75   |
| Image                     |  |  |  |  |
| Angle (°)                 | /   | 25  | 50   | 75  |
| $Rq$ plateaux ( $\mu m$ ) | 0.296   | 0.261   | 0.403  | 0.376   |
| $V_b$ ( $m^3$ )           | 1.958   | 1.967   | 1.727  | 1.559   |
| $D_s$                     | 0.443   | 0.423   | 0.449  | 0.426   |

**Tableau 6 : Caractéristique des surfaces utilisées.**

Au voisinage du PMH, lors des démarrages à froid à pleine charge, la température d'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 une huile 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 (3.43), les propriétés de l'huile utilisée sont données dans le **Tableau 7**.

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

|   | <b>SAE 5W20</b> |
|---|-----------------|
| <b>Densité à 15°C</b>                       | 0,882           |
| <b>Indice de viscosité</b>                  | 113             |
| <b><math>K</math> (cSt)</b>                 | 0.00555         |
| <b><math>T_1</math> (K°)</b>                | 721.68          |
| <b><math>T_2</math> (K°)</b>                | -559.21         |
| <b><math>C_v</math> (J/kg.K)</b>            | 2200            |
| <b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b> | 880             |
| <b><math>k</math> (W/m.K)</b>               | 0.52            |

**Tableau 7 : Caractéristique de l'huile utilisée.**

En service, les faces extérieures d'un segment à section parfaitement rectangulaire subissent, 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 répartis de manière uniforme sur la face interne de la chemise [7].

## 5.2 Code de calcul

La structure globale de l'outil de calcul est illustrée de façon schématique dans la **Figure 29**. Le modèle prend en entrée les paramètres représentant la topographie de la surface de la chemise à caractériser ; il s'agit de rugosités acquises à partir de surfaces réelles sur lesquelles on ajoute un dessin de texturation sous forme de stries avec une angularité précise.

Le modèle prend en entrée également les paramètres du contact suivant :

- Propriétés physiques du fluide : densité, viscosité cinématique, chaleur massique ;
- Les conditions aux limites : vitesse du segment, pressions au-dessus et au-dessous de chaque segment, pression de cavitation ;



- Paramètres géométriques du contact : dimensions de la plaque rugueuse, épaisseur du contact ;
- Paramètres de calcul : critère d'arrêt.

Le processus donne à chaque pas de temps l'épaisseur minimale du film lubrifiant ainsi que la pression entre segments et chemise et se termine par le calcul de la force et du coefficient de frottement.

Le modèle de calcul a été développé sous l'environnement de Matlab®, et dispose d'une interface simple en mode texte faisant appel à plusieurs fonctions développées séparément pour chaque partie et que nous présentons de manière détaillée dans les annexes de 1 à 7.

Le calcul débute toujours par la résolution d'un contact lisse en stationnaire. Puis au cours du calcul transitoire, les stries vont entrer progressivement et parcourir le contact. Le calcul s'arrête généralement quand des variables telles que la hauteur minimale de film d'huile, les débits sortants ou le coefficient de frottement présentent des changements périodiques.

Afin de vérifier la pertinence des résultats des méthodes numériques obtenus, plusieurs tests et analyses sont envisageables :

- Vérifier les champs de vitesse et de pression utilisés pour le calcul des grandeurs physiques caractéristiques du contact, ensuite les comparer avec celle d'un modèle ou des mesures en pratique ont été conduites. Ce qui nous permettra de vérifier la convenance des résultats obtenus avec ceux des expériences pratiques ;

- Simuler un écoulement simple, exemple d'un écoulement entre deux plans (Couette) ou l'écoulement sur un profil trapézoïdal ; les résultats seront ensuite comparés avec ceux obtenus analytiquement.

### 5.3 Convergence

Le code de calcul a été compilé sur une station qui tourne sous un Xeon bi-processeur E5-2650 de fréquence d'horloge 2,6 GHz et une RAM de 16 GHz. L'étude de la vitesse de convergence fournit des informations cohérentes sur le temps de calcul du code. Dans les **Figure 30** et **Figure 31**, la différence entre deux champs de pression consécutifs, pondérée par le nombre de points de calcul, est représentée en fonction du nombre d'itérations. Le critère d'arrêt est satisfait lorsque la différence devient inférieure à une valeur de  $\epsilon$  égale à  $10^{-3}$ .

Le volume de calcul est d'environ  $256^3$  pixels et contient un nombre d'éléments estimé à  $2^{24} \times 2^{24} = 248$  ; le temps de calcul change selon la distance adoptée entre les points du maillage. Un maillage fin implique un grand nombre de nœuds, ce qui nécessite une grande puissance et un long temps de

calcul. Un compromis d'un pas de  $1.0 \mu\text{m}/\text{pixel}$  avec  $0.1 \mu\text{m}/\text{niveau}$  qui converge après 40 minutes a été retenu afin de trouver un meilleur résultat, et cela après le test de deux autres : Cas-2  $\sim 30$  minutes et Cas-3  $\sim 10$  minutes.

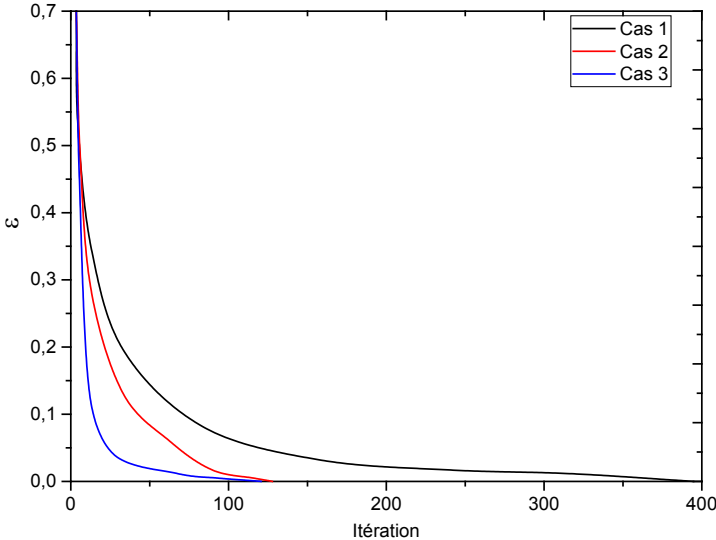


Figure 30 : Vitesse de convergence pour un contact non texturé.

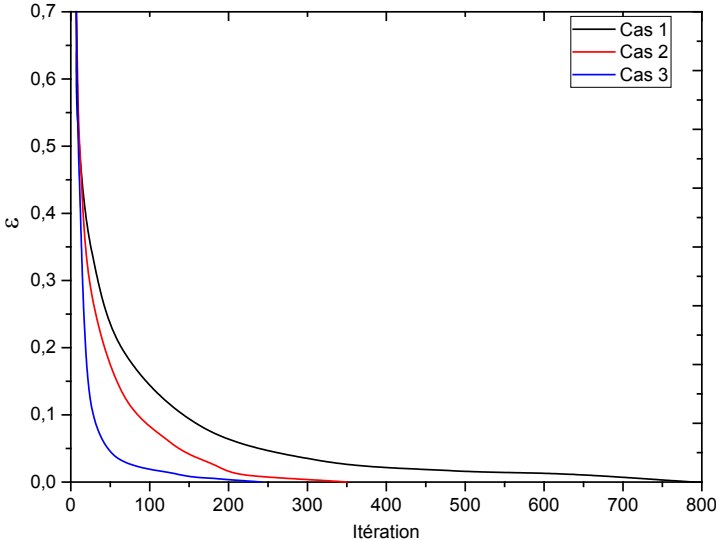


Figure 31 : Vitesse de convergence pour un contact texturé.

## 5.4 Résultats

Les paramètres du calcul que nous avons choisis sont donnés dans les tableaux 5-6-7, et correspondent aux conditions de fonctionnement du moteur aux régimes ralenti et accéléré. Les résultats exposés par la suite concernent le segment supérieur appelé segment coup de feu, et le segment inférieur dit segment racleur ; Ce choix est justifié par le fait que le frottement est essentiellement concentré sur ces deux-là et aussi du fait que ce sont les segments les plus sollicités thermiquement et mécaniquement.

### 5.4.1 Evolution de la pression

La figure 32 illustre l'évolution de la pression interne dans la chambre de combustion en fonction de l'angle de vilebrequin, respectivement pour deux régimes de fonctionnement, moyen et rapide (1800 et 3000 tr/min).

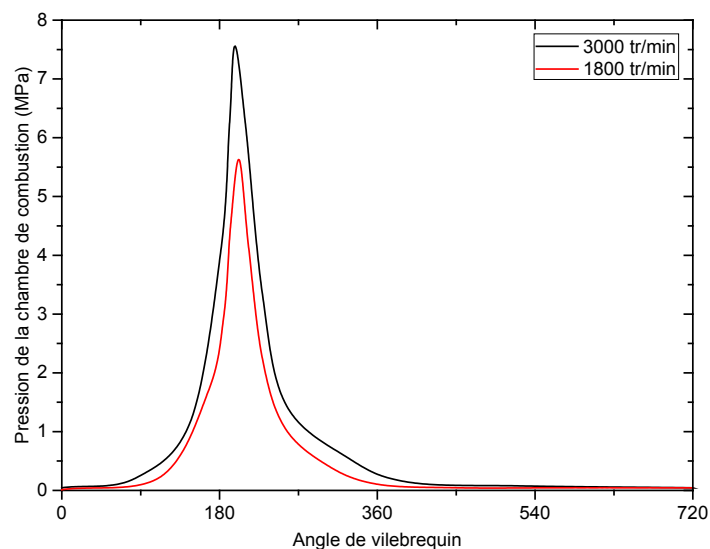


Figure 32 : Pression de la chambre de combustion pour deux régimes de marche.

La figure 33 illustre la pression des gaz de combustion dans les différentes zones comprises entre les différents segments et la chemise et cela pour une vitesse de moteur de 1800 t/min. La différence dans les pressions entre les régions 1 et 2 est trop petite pour être évidente sur ce graphique. C'est également la même chose en ce qui concerne les régions 3 et 4 et celle de 5, 6 et 7.

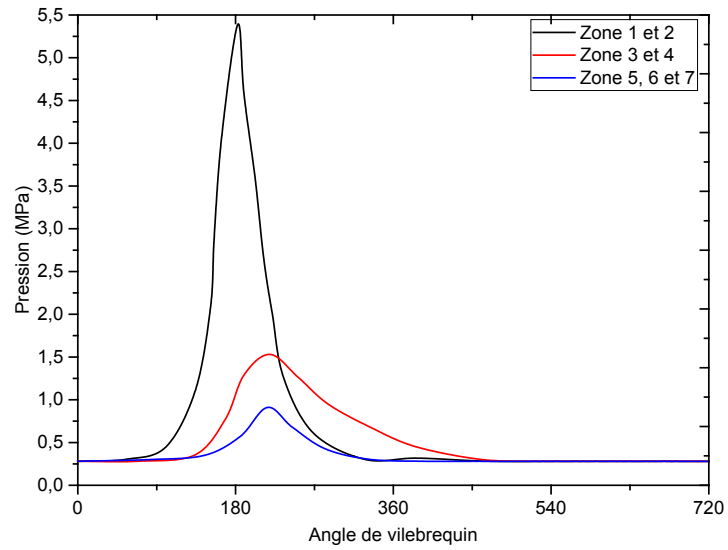


Figure 33 : Variation de la pression dans les zones inter-segments ( $N = 1800$  tr/min).

La figure 34 présente le champ de pression à la surface interne du segment de feu, résultant du calcul hydrodynamique pour une surface texturée et une autre lisse. Pour des valeurs importantes de charges statiques, il y a création d'un pic dans le champ de pression au milieu du segment se traduisant par la concentration locale du chargement statique qui implique que l'épaisseur du film dans cette zone est bonne.

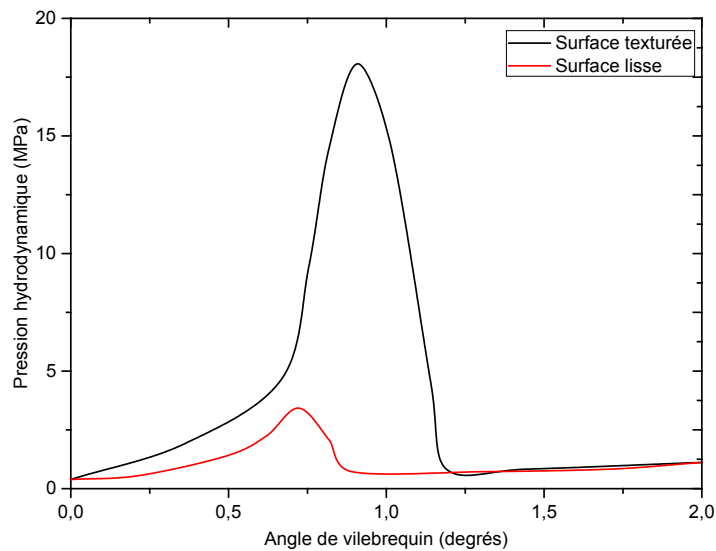
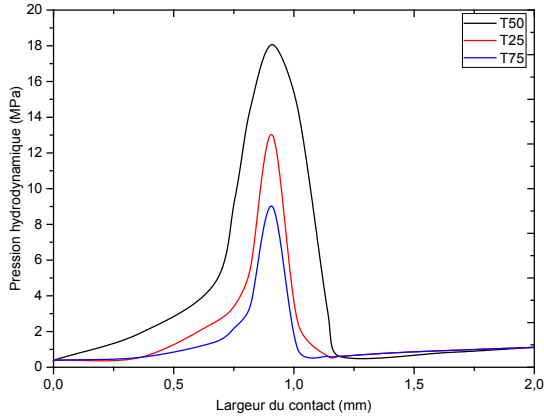


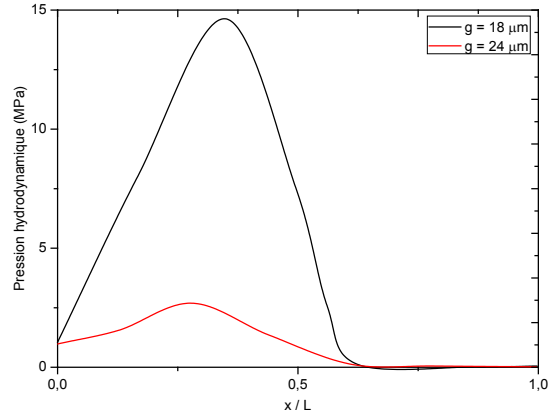
Figure 34 : Champ de pression hydrodynamique (texture T50).

Pour la surface non-texturée, le segment flotte sur le surplus de lubrifiant qu'il y a au milieu du domaine de calcul et le champ de pression se concentre à cet endroit. Au départ, la pression est nulle dans l'extrémité et le film n'est pas plein.

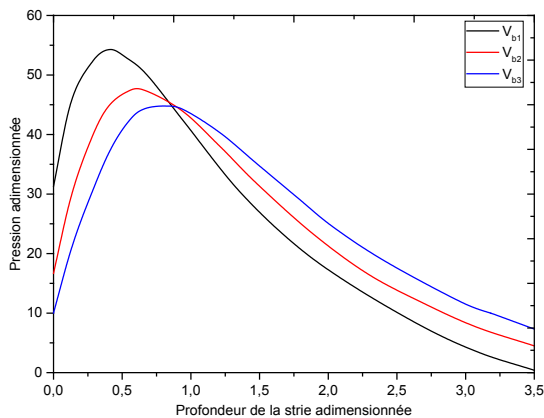
L'influence de l'angle, de la profondeur, du volume et de la taille des stries des surfaces texturées sur le champ de pression du segment de feu sont illustrés dans les **figures 35, 36, 37 et 38**.



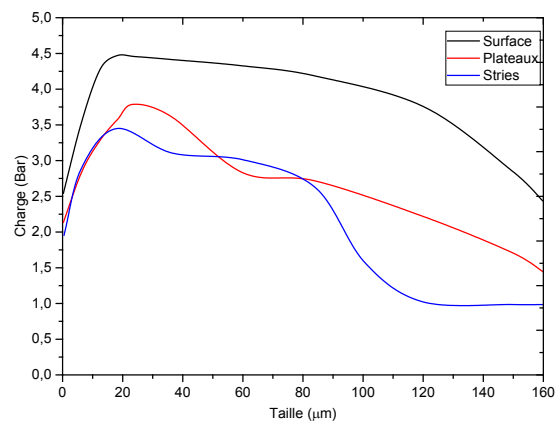
**Figure 35 : Champ de pression hydrodynamique en fonction de la texturation.**



**Figure 36 : Champ de pression hydrodynamique en fonction de la profondeur de la strie.**



**Figure 37 : Champ de pression hydrodynamique en fonction du volume de la strie.**



**Figure 38 : Evolution de la charge exercée sur le segment.**

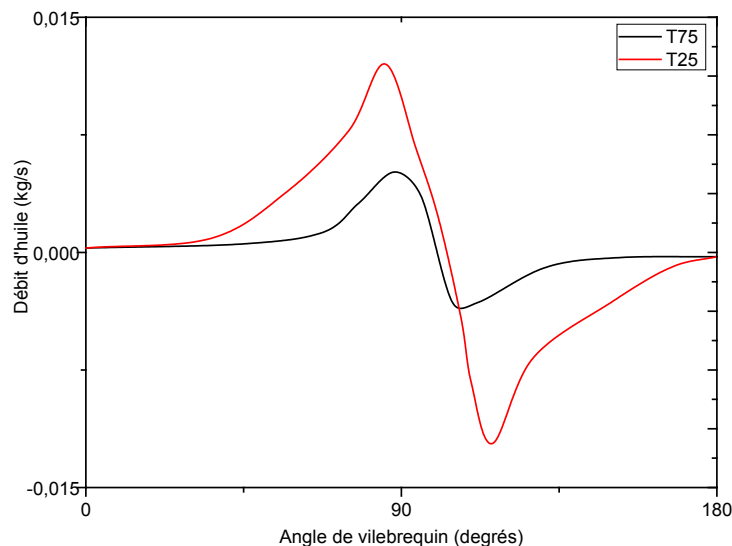
La redistribution de l'huile sur une surface texturée remplie de lubrifiant est beaucoup plus rapide que celle pour une surface non-texturée. Les stries profondes confirment leur rôle de tuyau où la pression est faible mais où l'écoulement d'huile est possible. Aussi il faut noter que le volume d'une strie joue un rôle important dans la génération et le maintien de la portance et contribue considérablement au phénomène de cavitation.

Ces résultats montrent aussi que les petites stries, ici inférieures à  $18\ \mu\text{m}$ , ont un effet dégradant sur la charge. Afin d'obtenir une portance maximum sur le segment, l'utilisation de textures ayant des tailles supérieures ou égales à  $18\ \mu\text{m}$  est souhaitée, l'optimum étant autour de  $24\ \mu\text{m}$ .

#### 5.4.2 Evolution du film d'huile

La variation du débit d'huile qui se crée par le déplacement du segment de feu le long de la chemise est illustrée par la **figure 39**.

Si on prend en considération la consommation d'huile, il est également intéressant de regarder les résultats des débits de l'huile lubrifiante que ces motifs génèrent. Ces résultats peuvent participer au choix de la texture afin de réduire les flux et la consommation d'huile ou au contraire, augmenter les flux pour avoir une meilleure lubrification du PMH.



**Figure 39 : Variation du débit d'huile.**

L'angle de striation et la géométrie du segment ont aussi une grande influence sur la pression générée au sein du film d'huile (**figure 40, figure 41**), une bonne topographie développe une bonne pression hydrodynamique, et influence fortement l'épaisseur du film d'huile et par la suite le coefficient de frottement. La texturation à  $50^\circ$  est plus performante en termes d'établissement d'une charge de portance que celles réalisées avec des angles de  $25^\circ$  ou  $75^\circ$ .

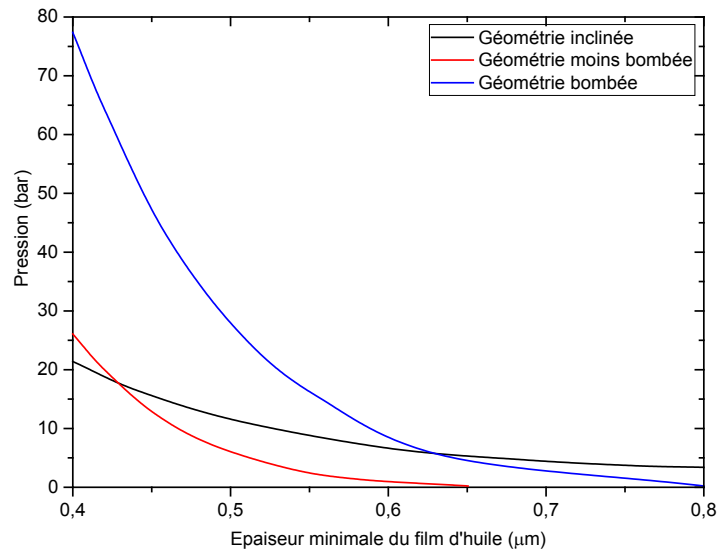


Figure 40 : Effet de la géométrie du segment sur la pression générée au sein du film d'huile.

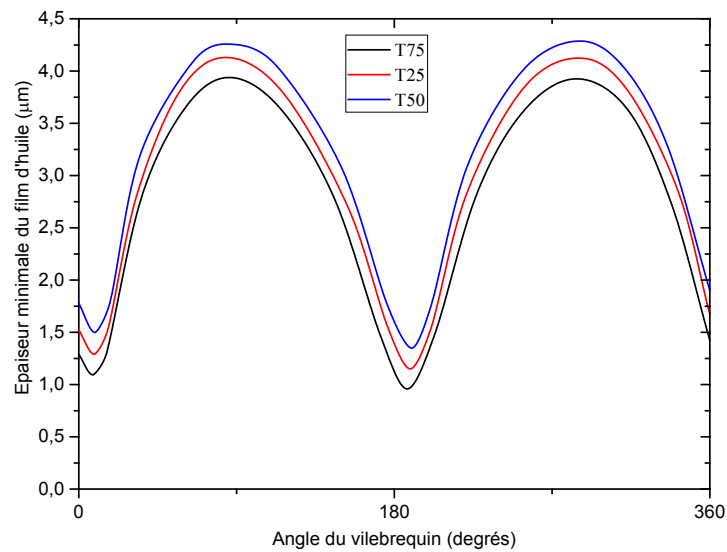


Figure 41 : Effet de l'angle de striation sur l'épaisseur du film d'huile (charge 20 N,  $N = 1200$  tr/min).

Dans la [figure 42](#), on présente de façon unidimensionnelle, l'épaisseur du film lubrifiant obtenue par le modèle pour une configuration optimale de texture (T50). On remarque que dans la zone active, c'est-à-dire celle qui subit un chargement important, l'épaisseur du film est modifiée et connaît une augmentation notable. La comparaison entre les épaisseurs minimales, dégage un écart assez important de l'ordre de 10 % environ.

Aussi, lorsque la vitesse augmente à charge constante, l'épaisseur minimale du film lubrifiant augmente dans tous les régimes de la lubrification (hydrodynamique, mixte, et limite). Il convient de noter que la valeur minimale de l'épaisseur du film ne s'annule pas aux extrémités de la course quand le moteur est à l'arrêt.

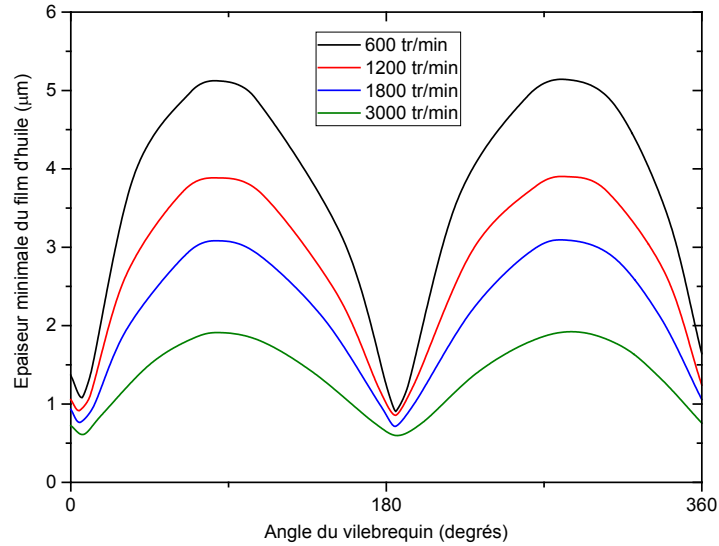


Figure 42 : Effet de la vitesse sur l'épaisseur du film d'huile (charge 40 N, T50).

La [figure 43](#) montre l'influence de la charge sur l'épaisseur du film d'huile. À mesure que la charge augmente, l'épaisseur du film d'huile diminue. En remarque que, la rupture du film d'huile ne se produit pas aux points morts, mais environ 10-15 degrés après.

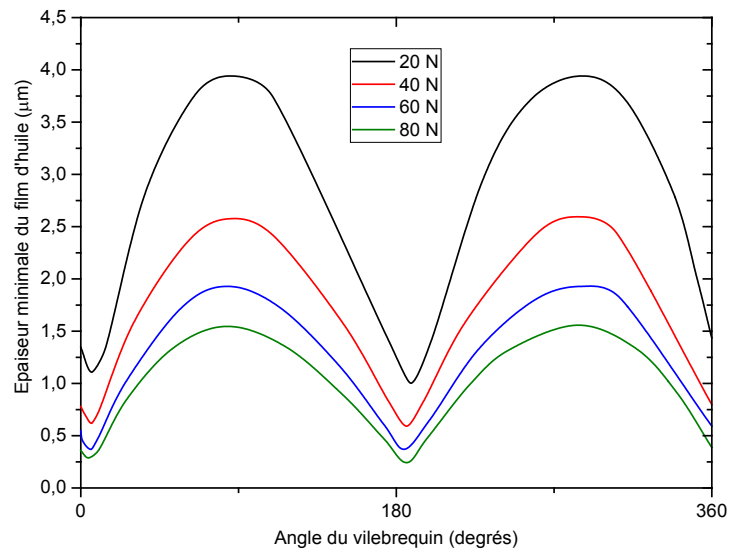
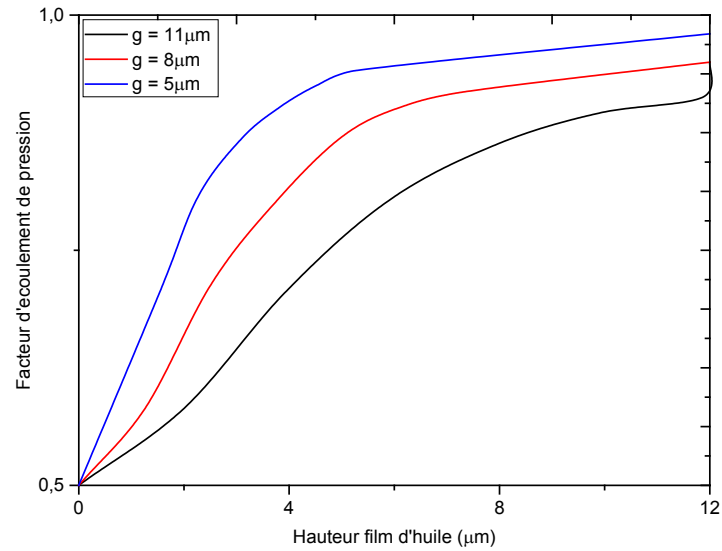


Figure 43 : Effet de la charge sur l'épaisseur du film d'huile (N= 1200 tr/min, T50).

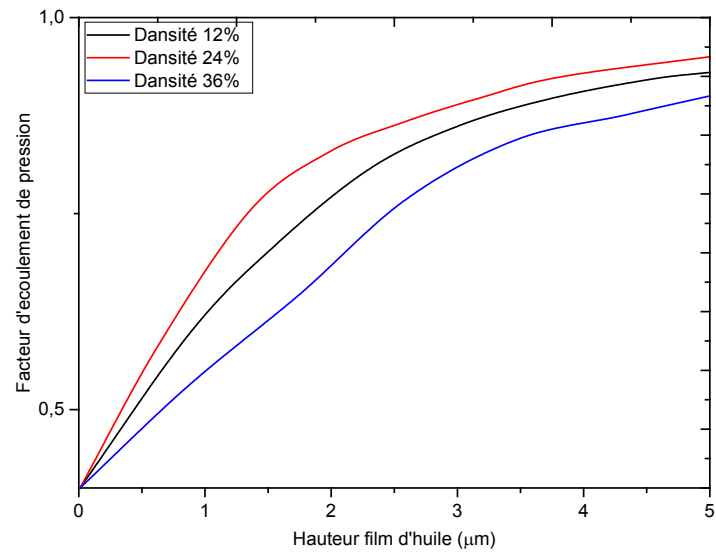


La **figure 44** montre la variation des facteurs d'écoulements qui caractérisent les effets de la rugosité sur le film d'huile dans l'équation de Reynolds, deux ont un effet sur le débit de Poiseuille appelés facteurs d'écoulement de pression, et a un effet sur le débit de Couette dit facteur d'écoulement de cisaillement.



**Figure 44 : Variation du facteur d'écoulement en fonction des profondeurs des stries (T50).**

Pour une hauteur du film d'huile très grande, la texture de la surface n'influence pas l'écoulement du fluide. Quand les épaisseurs de film deviennent du même ordre de grandeur que l'amplitude des motifs, ces facteurs peuvent augmenter ou diminuer. De même l'évolution des facteurs d'écoulement est fortement influencée par la densité des stries de la texturation sur la surface (**figure 45**).



**Figure 45 : Variation du facteur d'écoulement en fonction de la densité des stries (T50).**

Une augmentation de ces facteurs signifie que par rapport à une surface lisse, la texture du domaine étudié permet un débit plus important. Dans le cas contraire, quand ces facteurs diminuent, la texture va empêcher donc l'écoulement du fluide.

### 5.4.3 Influence de la température sur le contact

La température de la chemise a une grande influence sur l'épaisseur du film d'huile et sur sa ténacité. Un bon fonctionnement à température élevée dépend du choix du lubrifiant, la viscosité d'un fluide est la résistance qu'il oppose au glissement interne de ses molécules au cours de son écoulement, c'est ce qui lui donne une aptitude à pouvoir s'écouler plus ou moins facilement. La variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température de la chemise et des actions mécaniques auxquelles elle est soumise sont illustrée dans les **figures 46 et 47**.

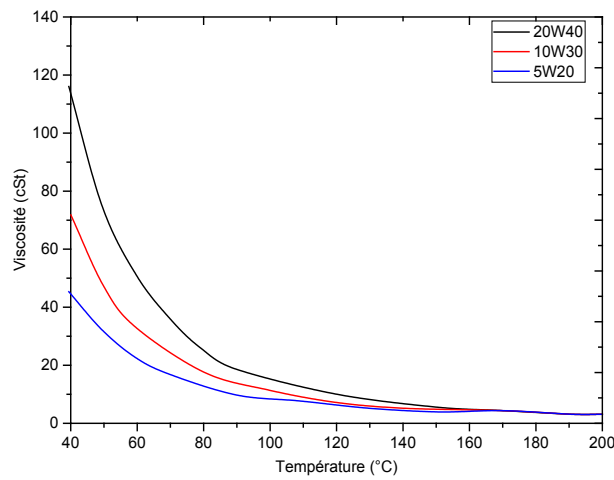


Figure 46 : Variation de la viscosité de l'huile en fonction de la température de la chemise.

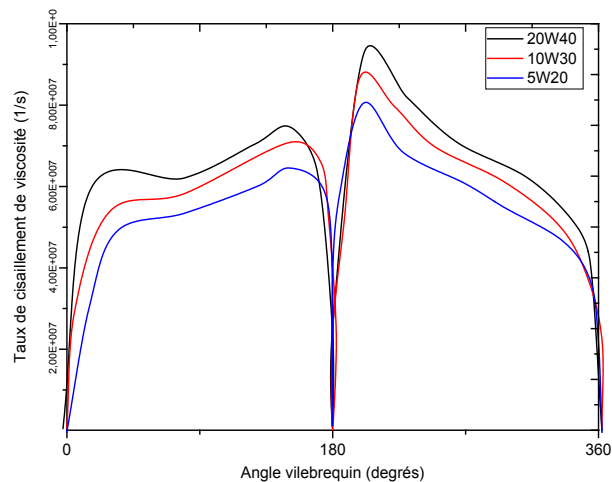
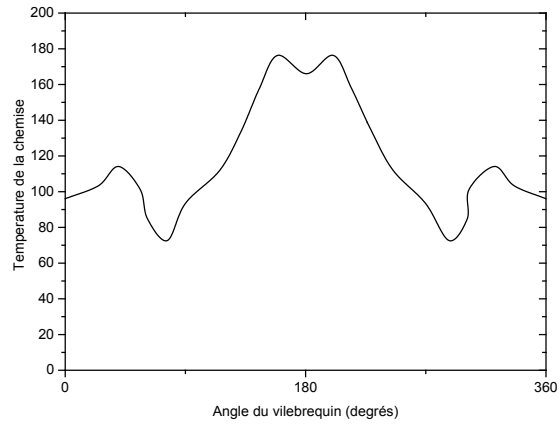
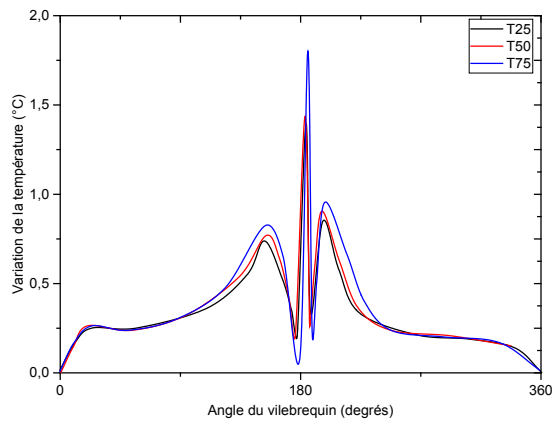


Figure 47 : Variation du taux de cisaillement de la viscosité en fonction de la température de la chemise.

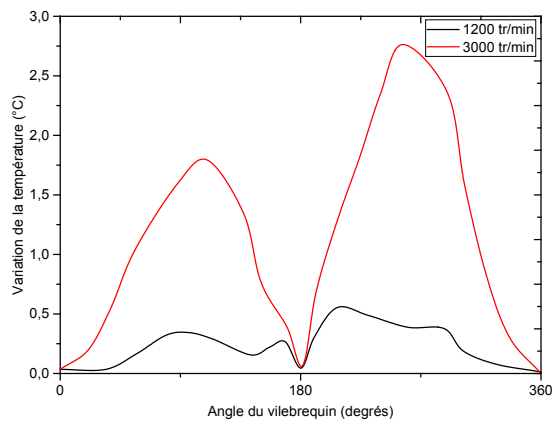
La variation de la température de la chemise obtenue par la résolution de l'équation de l'énergie ainsi que la variation de la température du lubrifiant en fonction de la texturation et de la vitesse du moteur pour le segment de feu à 1200 tr/min sont illustrées dans les **figures 48, 49** et **50**.



**Figure 48 : Variation de la température de la chemise le long de la course.**



**Figure 49 : Variation de la température de l'huile en fonction de la texturation.**



**Figure 50 : Variation de la température de l'huile en fonction de la vitesse (T50).**

La variation de la viscosité cinématique en fonction de la constante liée à la température de transition vitreuse, donnée par l'équation de Vogel qui représente les variations thermiques de la viscosité de cisaillement isobare dans le lubrifiant est illustrée par la **figure 51**.

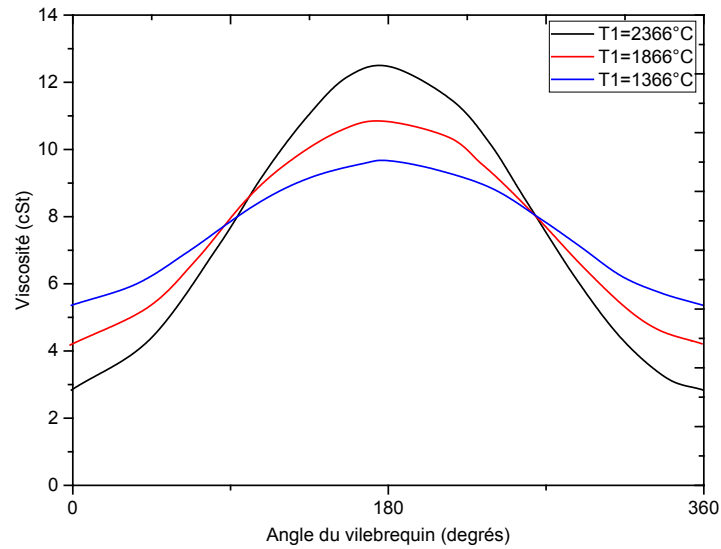


Figure 51 : Champ de température dans le film lubrifiant.

La **figure 52** représente l'épaisseur du film d'huile aux alentours du point mort haut pour le segment de feu, quand la viscosité de l'huile diminue, elle conduit généralement à la rupture du film d'huile bien avant les extrémités, ce qui favorise l'accroissement du frottement entre les surfaces en contact.

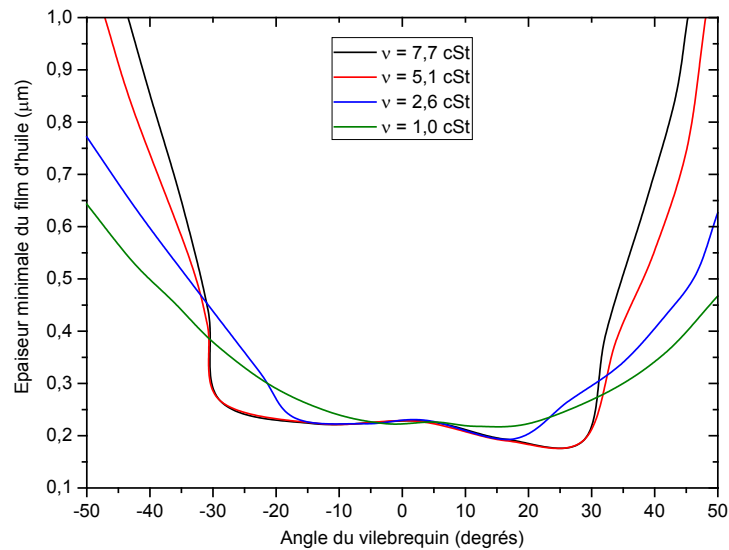


Figure 52 : Effet de la viscosité de l'huile sur l'épaisseur du film d'huile (près du PMH, T50).

#### 5.4.4 Évolution du frottement

L'évolution de la force de frottement des segments de feu et raqueur pour la texture T50 est présentée dans la **figure 53**. La force de frottement passe par les trois régimes de lubrification, même en bas régime (**figure 54**). On remarque que le segment coup de feu a un frottement élevé aux alentours du PMH en raison des pressions des gaz de combustion élevées dans cette zone le poussant tout le temps contre la chemise, tandis que le segments raqueur a des pertes comparables dans la mi-course (lubrification hydrodynamique) et moins de frottement que le segment supérieur autour du PMH, cela s'explique par la pression élevée des gaz qui sont à l'intérieur de la zone d'inter-segment (régions 3 et 4) en ce temps du cycle et qui contribuent avec le ressort du segment au plaquage du segment raqueur contre la chemise (**figure 55**).

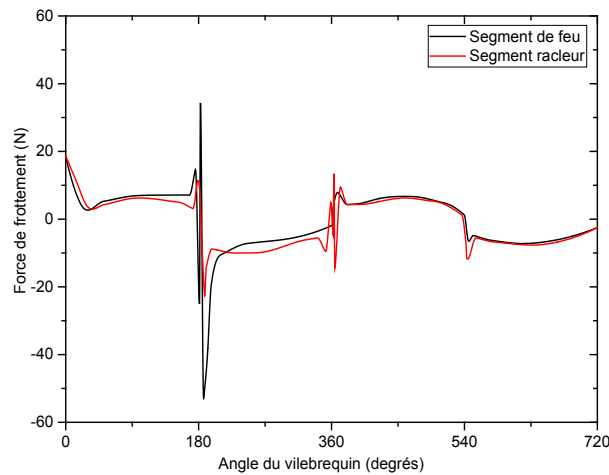


Figure 53 : Variation de la force de frottement (N = 1200 tr/min, T50).

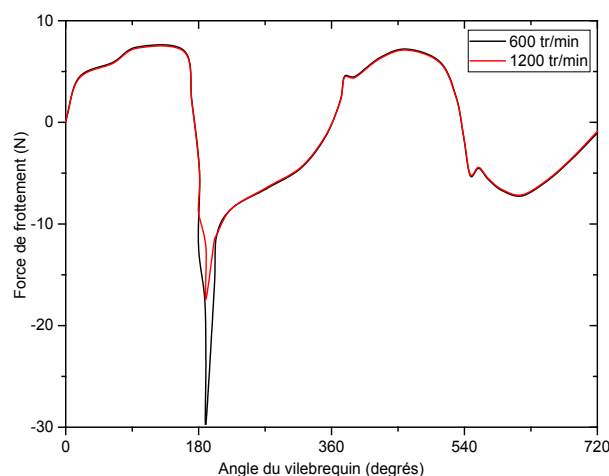
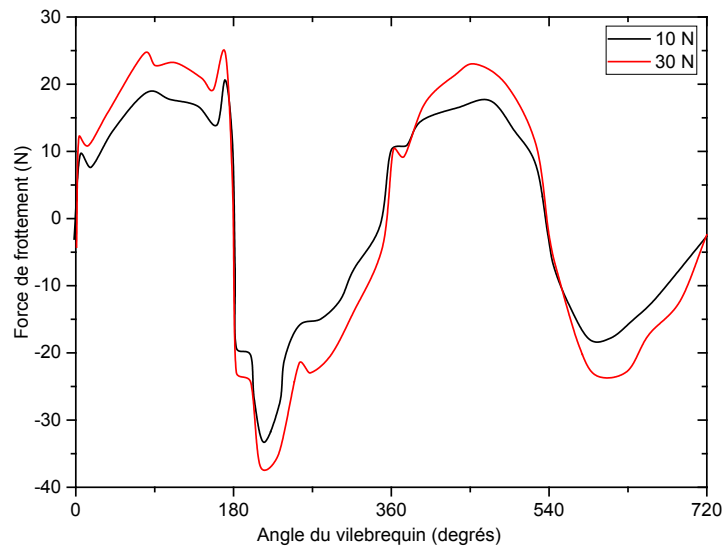
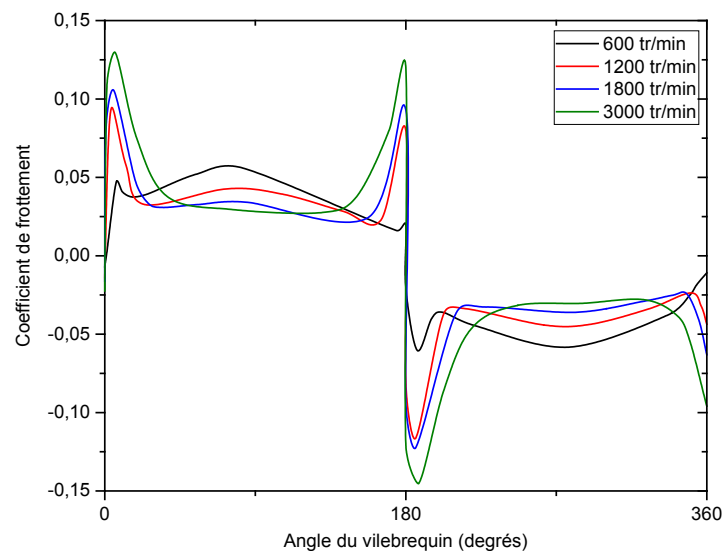


Figure 54 : Variation de la force de frottement en fonction de la vitesse (T50).



**Figure 55 : Effet du changement de la tension du ressort du racleur sur la force de frottement (T50).**

Les effets de la vitesse, de la charge et de la texturation sur le coefficient de frottement pour le segment de feu sont illustrés dans les [figures 56, 57 et 58](#). Le coefficient de frottement est raisonnablement constant autour de la mi-course quand la lubrification hydrodynamique est parfaite. À mesure que la vitesse augmente, l'influence des aspérités sur le coefficient de frottement aux alentours des extrémités de la course augmente. De même, lorsque la charge augmente à vitesse constante, le coefficient de frottement diminue dans la région de la lubrification hydrodynamique, et augmente dans la région de lubrification limite.



**Figure 56 : Effet de la vitesse sur le coefficient de frottement (charge 40 N, T50).**

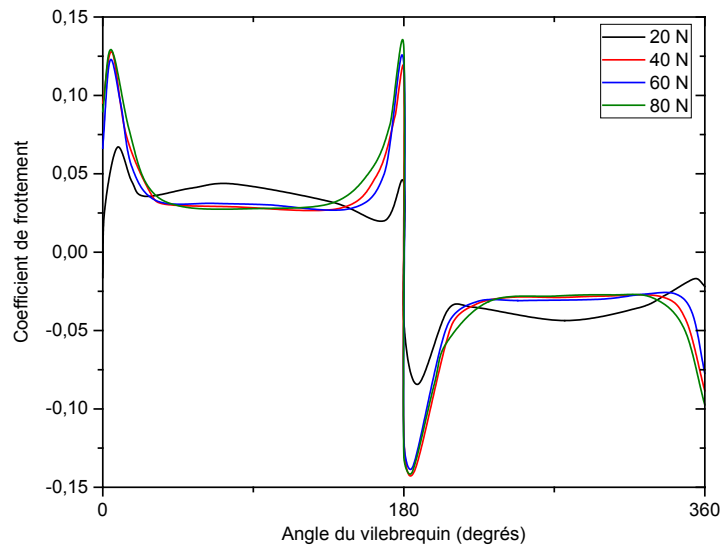


Figure 57 : Effet de la charge sur le coefficient de frottement ( $N = 1200 \text{ tr/min}$ , T50).

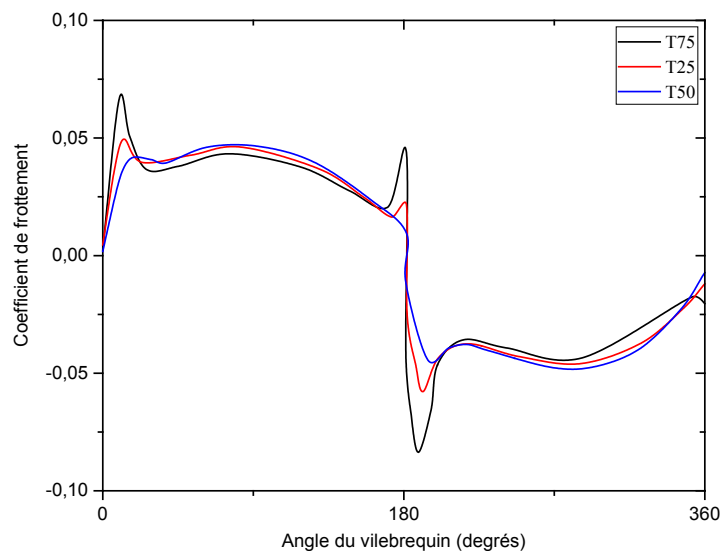


Figure 58 : Effet de l'angle de striation sur le coefficient de frottement (charge 40 N,  $N = 1200 \text{ tr/min}$ ).

La contribution principale à la perte de puissance par frottement se produit au PMH à un angle de  $10^\circ$  du vilebrequin (figure 59). Et cela est dû au fait qu'il y a une augmentation du frottement visqueux due à la vitesse élevée même avec une viscosité minimale provoquée par un échauffement élevé de l'huile (figure 60). On constate aussi que la perte de puissance par frottement est plus grande lorsque la vitesse du moteur est plus élevée (figure 60), cela peut s'expliquer par l'augmentation du frottement visqueux à la mi-course qui à son tour augmente la vitesse de glissement du lubrifiant.

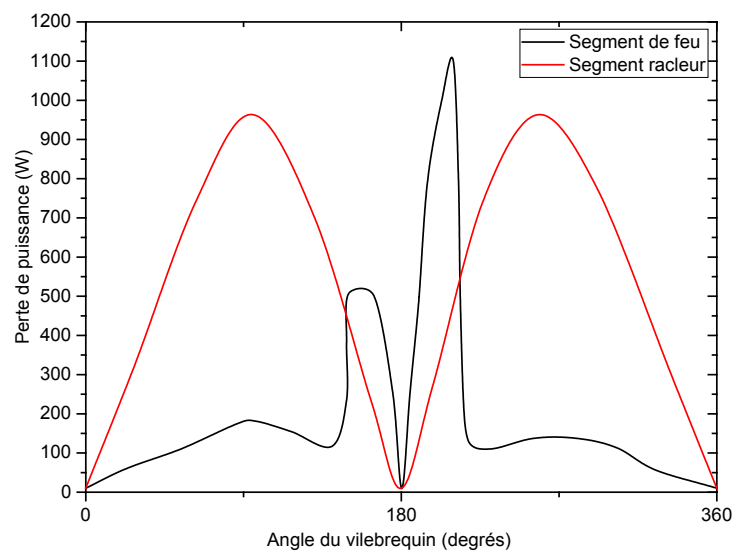


Figure 59 : Perte de puissance due au frottement ( $N = 1200$  tr/min, T50).

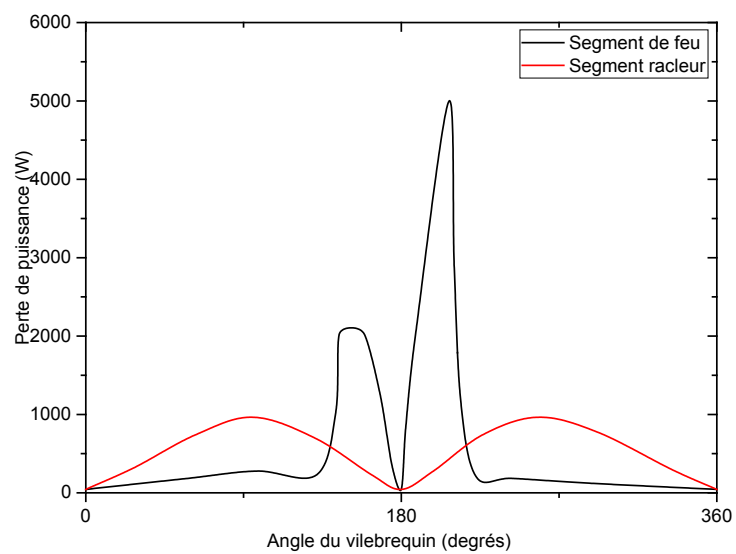


Figure 60 : Perte de puissance due au frottement ( $N = 3000$  tr/min, T50).



## 5.5 Conclusion

Les paramètres de la simulation que nous avons choisis sont donnés dans les **Tableau 5**, **Tableau 6** et **Tableau 7**. L'outil de prédiction nous fournit en tout angle du vilebrequin des caractéristiques intéressantes sur le contact segments-chemise et cela pour plusieurs régimes de fonctionnement, une huile multigrade et trois texturations des surfaces de la chemise.

Afin de mieux apercevoir l'influence de la rugosité des plateaux, de la texturation, du profil du segment, du régime de fonctionnement et de la viscosité de l'huile sur le comportement et le frottement du contact, nous illustrons les résultats dans les figures précédentes de 32 à 60 afin de les interpréter facilement.

L'évolution de la pression hydrodynamique entre segments et chemise est donnée par les figures : **34**, **35**, **36**, et **37**. Cette pression est en fonction de plusieurs paramètres. Pour le rôle que joue la texturation (**Figure 44** et **Figure 45**), la striation optimale fournie par le modèle a une angularité d'environ  $50^\circ$  et augmente considérablement l'épaisseur du film d'huile, nous constatons également que la présence des stries perturbe fortement le champ de pression, car on constate qu'elle est faible à ce niveau d'un ordre de dix fois. La densité, la profondeur et la géométrie non appropriée des stries empêchent aussi une génération de pression importante, d'où une perte de portance. Cette perte de portance est compensée par des surpressions sur les plateaux.

Suivant les indications des figures (**46**, **47**), l'huile multigrade SAE 5W20 a une bonne viscosité, sa variation par rapport à la température n'est pas si grande que celle remarquée pour les huiles monograde, donc elle assure un bon démarrage à froid et un bon comportement à chaud, d'où elle est de meilleure qualité. Mais son inconvénient reste qu'elle est plus chère surtout pour des vidanges assez fréquentes.

La viscosité d'une huile moteur diminue avec l'augmentation de la température. À l'inverse, toute huile devient de plus en plus visqueuse en refroidissant. Ainsi, on estime qu'en moyenne, la viscosité est divisée par sept en passant de  $60^\circ\text{C}$  à  $120^\circ\text{C}$ . L'huile doit être assez visqueuse pour maintenir un film protecteur assez épais, tout en restant assez fluide pour circuler librement dans le moteur.

L'évolution du film lubrifiant est illustrée dans les figures (**41**, **42**, **43** et **52**), l'épaisseur du film d'huile entre segments et chemise est plus petite aux points morts, et cela à cause de la vitesse du segment, pour ce qui est des effets de la texturation et la viscosité, une grande influence est confirmée.

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 a un grand rôle pour assurer l'étanchéité de la chambre de combustion (**Figure 40**). 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 au moins faible par rapport à celle induite pour des pentes grandes. On peut donc conclure (même pour des inclinaisons relativement peu importantes) que la géométrie du segment a une importance très significative sur la génération de pressions dans le film lubrifiant.

La force de frottement exercée par l'huile sur les segments de feu et racleur est illustrée par les figures (53, 54) cette force est minimale dans les points morts, est maximale à mi-course. On constate également que cette force est grande pour des régimes élevés, et cela est due à l'épaisseur du film d'huile qui est plus petite pour ces régimes. Nous pouvons enfin prédire l'influence du frottement sur les capacités du moteur et nous voyons les endroits les plus dissipatifs sur la chemise (Figure 56, 57 et 58).

La contribution du segment coup de feu au frottement est significative, en raison des forces importantes de frottement liées au frottement limite qui se développe près du point mort haut (PMH). Dans cette zone, la manifestation d'un frottement élevé est due principalement à deux facteurs : d'abord, l'approvisionnement en huile lubrifiante du segment supérieur au PMH qui est très limité, pour la simple raison que le segment racleur n'atteint pas cette position relativement élevée sur la chemise ; et en second lieu, la pression des gaz dans la chambre de combustion, après les cycles de compression et explosion, est très importante. La combinaison de ces deux facteurs cités ci-dessus donne lieu à des pertes de puissance par frottement significatives dues à une lubrification limite qui se manifeste par des pressions très élevées suite au contact entre aspérités, même avec des vitesses de piston très basse (Figure 59, 60).

Le rôle du segment racleur est 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 la consommation d'huile.

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 mi-course plein vitesse à 1 micromètre au voisinage du PMH vitesse basse. Le biseau inférieur 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.

Pour améliorer l'efficacité du segment racleur, qui n'est pas sujet à une grande influence de la pression des gaz, il faut augmenter la pression de son contact sur la chemise (Figure 55), 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 contribuent aux pertes de puissance par frottement. Le frottement est majoritairement concentré sur le segment coup de feu et racleur, du fait que ces segments sont les plus touchés par les différentes sollicitations thermiques et mécaniques. Notre validation s'est concentrée uniquement sur ces deux types de segments, néanmoins le modèle de calcul et d'optimisation est configurable suivant les caractéristiques géométriques du segment, et peut être donc étendue au segment d'étanchéité.

En conclusion, les résultats obtenus montrent que divers facteurs interviennent dans la lubrification du contact segments-chemise et qui influencent directement les performances du moteur. Pour obtenir une bonne étanchéité des cylindres, tout en assurant un bon contact des segments sur la chemise, il importe qu'un bon compromis soit trouvé entre :

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

Ceux-ci influent de façon notable sur les performances du moteur.

# *Conclusion générale et perspectives*

Le contact segments-chemise représente le tiers des pertes par frottements dans le moteur à combustion interne, influençant de ce fait fortement la consommation du carburant et des huiles de lubrification ; de ce fait, la compréhension de la physique de ce compartiment est complexe et nécessite un travail détaillé.

Le contexte général dans lequel se situent les travaux présentés dans cette thèse est celui des équations aux dérivées partielles intervenant dans le domaine de la mécanique des contacts. L'objectif de ce travail était l'étude et la compréhension de la lubrification du contact segments -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 réduire le frottement et la consommation d'huile qui influe directement sur les émissions du moteur.

Dans un premier chapitre portant sur la bibliographie, une perspective historique a été présentée en premier, afin de fournir l'origine et l'évolution des segments, ainsi que les travaux de recherche élaborés tout au long de ces dernières années et qui traitent des problèmes de la lubrification hydrodynamique ainsi que l'impact des différents phénomènes influençant le fonctionnement du moteur et contribuant au frottement des segments. Le centre de cette étude était un moteur diesel fonctionnant à une charge élevée, et un régime réduit.

Nous avons développé dans le chapitre 2 et 3 un modèle pour examiner l'influence de la rugosité et la texturation (au sens large) sur l'écoulement d'un fluide visqueux à l'intérieur d'un contact hydrodynamique. Une analyse du contact segment chemise est présentée dans des conditions de lubrification hydrodynamique, mixte et limite en prenant en charge l'effet de la rugosité des surfaces sur le comportement du contact. Nous avons ensuite dans un chapitre 4 étudié et appliqué des méthodes numériques pour la résolution des équations de Reynolds (pression) et de l'énergie (température), en travaillant avec les différences finies et Range-Kutta. Vu le temps énorme que prend le code pour calculer les différents paramètres liés au contact avec un schéma itératif classique, la méthode multigrille a été utilisée pour accélérer la convergence vers la solution. Nous disposons ainsi d'un outil prêt à être mis en œuvre pour la classification des différents paramètres entrants dans ce contact.

Après la validation du modèle proposé et la comparaison avec des modèles existants ou des mesures expérimentales ont été effectuées sur banc d'essai. Les résultats indiquent une possibilité de réduction du frottement atteignant les 9% par la modification de la texture des surfaces. Ces bons résultats permettent d'évaluer les performances du contact en termes de frottement, charge, transport de lubrifiant, etc.

Le code de calcul proposé, s'avère un outil efficace et relativement rapide pour l'approximation des différents paramètres de l'étude. Comme les résultats obtenus dépendent fortement des paramètres initialement proposés, plusieurs calculs paramétriques doivent être effectués. Ces calculs vont nous permettre d'établir des critères optimaux sur la rugosité et les motifs de texturation de surface à choisir. Il pourra être donc utilisé comme un outil de prétraitement et de dimensionnement pour la géométrie des segments, de la gorge des segments et de la topographie des surfaces en contact à considérer. Cet outil permet, aussi, de remplacer des expériences sur banc d'essai coûteuses et difficiles à mener. Il serait intéressant de pouvoir faire la comparaison de ce modèle numérique avec des résultats d'un modèle expérimental avec les mêmes paramètres.

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 ; le couplage de ce modèle avec des modèles de dynamique du segment dans sa gorge sera un bon exemple. Ensuite, il y a un certain nombre d'améliorations qui peuvent être apportées aux outils et algorithmes de calcul, tels qu'ils ont été définis. Enfin, il y a une possibilité d'évolutions plus fondamentale des modélisations développées qui peuvent mieux servir les objectifs de l'étude, et déboucher sur des résultats numériques qu'on peut comparer avec des résultats expérimentaux plus proches de la réalité.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] R. W. Boubel, D. Vallerio, D. L. Fox, B. Turner et A. C. Stern, *Fundamentals of air pollution*, Elsevier, 2013.
- [2] C. E, Règlement 646/2016 du Parlement Européen et du Conseil relatif à la réception des véhicules à moteur au regard des émissions des véhicules particuliers et utilitaires légers, 2016.
- [3] J. B. Edwards, R. A. Matula et H. K. Newhall, *Engine emissions: pollutant formation and measurement.*, Springer Science & Business Media, 2012.
- [4] K. Holmberg, P. Andersson et A. Erdemir, «Global energy consumption due to friction in passenger cars,» *Tribology International*, vol. 47, pp. 221-234, 2012.
- [5] G. Monteil et C. Lebeaud, «Réduction des frottements dans le contact segment-piston-chemise d'un moteur thermique, contribution à l'amélioration du rendement. Conférences: Evolution du moteur à allumage commandé,» *Ingénieurs de l'Automobile*, vol. 719, pp. 46-51, 1998.
- [6] C. M. Taylor, «Automobile engine tribology—design considerations for efficiency and durability,» *Wear*, vol. 221, n° 11, pp. 1-8, 1998.
- [7] P. Arquès, *Conception et construction des moteurs alternatifs: de la théorie à la compétition*, Ellipses, 2000.
- [8] C. Clos, «Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne,» chez *Génie mécanique B2800*, Techniques de l'ingénieur, 1996.
- [9] A. Ayad et A. Haiahem, «Réduction du frottement dans un contact segment racleur/chemise d'un moteur à combustion interne,» *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 8, pp. 37-50, 2008.
- [10] D. E. Richardson, «Review of power cylinder friction for diesel engines,» *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 122, n° 14, pp. 506-519, 2000.
- [11] Y. R. Jeng, «Theoretical analysis of piston-ring lubrication Part I—fully flooded lubrication,» *Tribology Transactions*, vol. 35, n° 14, pp. 696-706, 1992.
- [12] O. Akalin et G. M. Newaz, «Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: Part I—Analytical results,» *Journal of tribology*, vol. 123, n° 11, pp. 211-218, 2001.
- [13] J. E. Rycroft, R. I. Taylor et L. E. Scales, «Elastohydrodynamic effects in piston ring lubrication in modern gasoline and diesel engines,» *Tribology Series*, vol. 32, pp. 49-54, 1997.
- [14] Y. R. Jeng, «Theoretical analysis of piston-ring lubrication Part II—starved lubrication and its application to a complete ring pack,» *Tribology transactions*, vol. 35, n° 14, pp. 707-714, 1992.
- [15] P. Mishra, «A Review of Piston Compression Ring Tribology,» *Tribology in Industry*, vol. 36, n° 13, pp. 269-280, 2014.
- [16] N. W. Bolander, B. D. Steenwyk, F. Sadeghi et G. R. Gerber, «Lubrication regime transitions at the piston ring-cylinder liner interface,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 219, n° 11, pp. 19-31, 2005.
- [17] P. Pawlus, A. Dzierwa, J. Michalski, R. Reizer, M. Wieczorowski et R. Majchrowski, «The effect of selected parameters of the honing process on cylinder liner surface topography,» *Surface Topography: Metrology and Properties*, vol. 2, n° 12, p. 025004, 2014.

- [18] M. J. Neale, *The tribology handbook*, Butterworth-Heinemann., 1995.
- [19] S. Seireg, *Friction and Lubrication in Mechanical Design*, CRC Press., 1998.
- [20] F. Prochaska, J. Polak, O. Matousek et D. Tomka, «Computer numeric control subaperture aspheric surface polishing—microroughness evaluation,» *Optical Engineering*, vol. 53, n° 19, pp. 092011-092011, 2014.
- [21] I. Etsion et E. Sher, «Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings,» *Tribology International*, vol. 42, n° 14, pp. 542-547, 2009.
- [22] Z. Guo, C. Yuan, P. Liu, Z. Peng et X. Yan, «Study on influence of cylinder liner surface texture on lubrication performance for cylinder liner–piston ring components,» *Tribology Letters*, vol. 51, n° 11, pp. 9-23, 2013.
- [23] P. N. Economou, D. Dowson et A. J. S. Baker, «Piston Ring Lubrication—Part 1: The Historical Development of Piston Ring Technology,» *Journal of Lubrication Technology*, pp. 118-126, 1982.
- [24] D. Dowson, «Piston assemblies; background and lubrication analysis,» *Tribology Series*, vol. 26, pp. 213-240, 1993.
- [25] L. L. Ting, «A review of present information on piston ring tribology,» *SAE Technical Paper*, n° 1852355, 1985.
- [26] J. A. McGeehan, «A literature review of the effects of piston and ring friction and lubricating oil viscosity on fuel economy,» *SAE Technical Paper*, n° 1780673, 1978.
- [27] D. Dowson, P. N. Economou, B. L. Ruddy, P. J. Strachan et A. J. S. Baker, «Piston ring lubrication. Part II: theoretical analysis of a single ring and a complete ring pack,» *Energy conservation through fluid film lubrication technology: Frontiers in research and design*, pp. 23-52, 1979.
- [28] B. L. Ruddy, D. Dowson, P. N. Economou et A. J. S. Baker, «Piston-Ring Lubrication. Part III. The Influence of Ring Dynamics and Ring Twist,» *Energy conservation through fluid film lubrication technology: Frontiers in research and design, ASME Winter Annual Meeting, New York*, pp. 2-7, 1979.
- [29] Y. Hu, H. S. Cheng, T. Arai, Y. Kobayashi et S. Aoyama, «Numerical simulation of piston ring in mixed lubrication—a nonaxisymmetrical analysis,» *Journal of tribology*, vol. 116, n° 13, pp. 470-478, 1994.
- [30] T. Tian, L. B. Noordzij, Wong, V. W. et J. B. Heywood, «Modeling piston-ring dynamics, blowby, and ring-twist effects,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 120, n° 14, pp. 843-854, 1998.
- [31] K. Wannatong, S. Chanchaona et S. Sanitjai, «Simulation algorithm for piston ring dynamics,» *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 16, n° 11, pp. 127-146, 2008.
- [32] R. I. Taylor, M. A. Brown, D. M. Thompson et J. C. Bell, «The influence of lubricant rheology on friction in the piston ring-pack,» *SAE Technical Paper*, n° 1941981, 1994.
- [33] I. Sherrington et E. H. Smith, «Experimental methods for measuring the oil-film thickness between the piston-rings and cylinder-wall of internal combustion engines,» *Tribology international*, vol. 18, n° 16, pp. 315-320, 1985.
- [34] S. G. Fritz et G. R. Cataldi, «In situ piston ring wear measurements in a medium-speed diesel engine,» *Lubrication engineering*, vol. 46, n° 16, pp. 365-370, 1990.
- [35] L. L. Ting et J. E. Mayer, «Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, part I— theory,» *Journal of Lubrication technology*, vol. 96, n° 13, pp. 305-313, 1974.
- [36] L. L. Ting et J. E. Mayer, «Piston ring lubrication and cylinder bore wear analyses, Part II— Theory verification,» *Journal of lubrication technology*, vol. 96, n° 12, pp. 258-266, 1974.

- [37] S. Hill et B. Newman, «Piston Ring Designs for Reduced Friction,» *SAE Paper*, n° 1841222, 1984.
- [38] A. Gangopadhyay, «Development of a piston ring-cylinder bore wear model,» *SAE Technical Paper*, vol. 1, p. 1788, 2000.
- [39] S. C. Tung et Y. Huang, «Modeling of Abrasive Wear in a Piston Ring and Engine Cylinder Bore System,» *Tribology Transactions*, vol. 47, n° 11, pp. 17-22, 2003.
- [40] J. J. Truhan, J. Qu et P. J. Blau, «A rig test to measure friction and wear of heavy duty diesel engine piston rings and cylinder liners using realistic lubricants,» *Tribology International*, vol. 38, n° 13, pp. 211-218, 2005.
- [41] G. A. Livanos et N. P. Kyrtatos, «Friction model of a marine diesel engine piston assembly,» *Tribology international*, vol. 40, n° 110, pp. 1441-1453, 2007.
- [42] T. Tian, V. W. Wong et J. B. Heywood, «A piston ring-pack film thickness and friction model for multigrade oils and rough surfaces,» *SAE Technical Paper*, n° 1962032, 1996.
- [43] M. T. Ma, I. Sherrington, E. H. Smith et N. Grice, «Development of a detailed model for piston-ring lubrication in IC engines with circular and non-circular cylinder bores,» *Tribology International*, vol. 30, n° 111, pp. 779-788, 1997.
- [44] L. Liu et T. Tian, «A three-dimensional model for piston ring-pack dynamics and blow-by gas flow,» *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 639-649, 2004.
- [45] R. J. Gamble, M. Priest et C. M. Taylor, «Detailed analysis of oil transport in the piston assembly of a gasoline engine,» *Tribology letters*, vol. 14, n° 12, pp. 147-156, 2003.
- [46] B. Thirouard et T. Tian, «Oil transport in the piston ring pack (Part I): identification and characterization of the main oil transport routes and mechanisms,» *SAE Technical Paper*, vol. 1952, n° 11, 2003.
- [47] M. S. Stark, R. J. Gamble, C. J. Hammond, H. M. Gillespie, J. L. Smith, E. Nagatomi et D. J. Waddington, «Measurement of lubricant flow in a gasoline engine,» *Tribology letters*, vol. 19, n° 13, pp. 163-168, 2005.
- [48] L. L. Ting, «Development of a laser fluorescence technique for measuring piston ring oil film thickness,» *Journal of Lubrication Technology*, vol. 102, n° 12, pp. 165-170, 1980.
- [49] B. Thirouard, T. Tian et D. P. Hart, «Investigation of oil transport mechanisms in the piston ring pack of a single cylinder diesel engine, using two dimensional laser induced fluorescence,» *SAE Technical Paper*, n° 1982658, 1998.
- [50] E. Y. Avan, R. S. Mills et R. S. Dwyer-Joyce, «Ultrasonic Imaging of the Piston Ring Oil Film during operation in a Motored Engine—Towards Oil Film Measurement,» *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, vol. 3, pp. 786-793, 2010.
- [51] D. C. Han et J. S. Lee, «Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition,» *Tribology international*, vol. 31, n° 112, pp. 753-760, 1998.
- [52] V. D'Agostino, S. D. Valle, A. Ruggiero et A. Senatore, «A study on the piston top ring lubrication using the open-end boundary condition,» *chez In Aimeta International Tribology Conference, Italy*, 2002.
- [53] M. Priest, D. Dowson et C. M. Taylor, «Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 214, n° 13, pp. 435-447, 2000.



- [54] W. W. F. Chong, M. Teodorescu et N. D. Vaughan, «Cavitation induced starvation for piston-ring/liner tribological conjunction,» *Tribology International*, vol. 44, n° 14, pp. 483-497, 2011.
- [55] R. F. Ausas, M. Jai, I. S. Ciuperca et G. C. Buscaglia, «Conservative one-dimensional finite volume discretization of a new cavitation model for piston–ring lubrication,» *Tribology international*, vol. 57, pp. 54-66, 2013.
- [56] T. Masuzawa, «State of the art of micromachining,» *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, vol. 49, n° 12, pp. 473-488, 2000.
- [57] I. Etsion, «State of the art in laser surface texturing,» *Journal of tribology*, vol. 127, n° 11, pp. 248-253, 2005.
- [58] S. M. Rohde, «A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication,» *AGARD Lecture Series, Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication, ASME, General Motors Research Laboratories*, pp. 19-50, 1980.
- [59] N. Patir et H. S. Cheng, «An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication,» *Journal of lubrication Technology*, vol. 100, n° 11, pp. 12-17, 1978.
- [60] J. A. Greenwood et J. H. Tripp, «The contact of two nominally flat rough surfaces,» *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, vol. 185, n° 11, pp. 625-633, 1970.
- [61] S. Sanda et T. Someya, «The effect of surface roughness on lubrication between a piston ring and a cylinder liner,» *In Proceedings Inst. Mech. Eng.*, vol. 1, pp. 135-143, 1987.
- [62] S. Ariga, P. C. Sui, B. Bailey, T. Kumakiri, Y. Osumi et A. Sakamoto, «On-line oil consumption measurement and characterization of an automotive gasoline engine by SO<sub>2</sub> method,» *SAE Technical Paper*, vol. 920652, 1992.
- [63] P. C. Sui et S. Ariga, «Piston ring pack friction and lubrication analysis of an automotive engine using a mixed lubrication model,» *SAE Technical Paper*, n° 1931937, 1993.
- [64] S. K. Michail et G. C. Barber, «The effects of roughness on piston ring lubrication Part I: Model development,» *Tribology transactions*, vol. 38, n° 11, pp. 19-26, 1995.
- [65] S. K. Michail et G. C. Barber, «The effects of roughness on piston ring lubrication—Part II: The relationship between cylinder wall surface topography and oil film thickness,» *Tribology transactions*, vol. 38, n° 11, pp. 173-177, 1995.
- [66] M. Organisciak, G. Cavallaro et A. A. Lubrecht, «Influence of the cross-hatched surface texture on a starved hydrodynamic linear contact,» *ASME/STLE 2007 International Joint Tribology Conference*, pp. 905-907, 2007.
- [67] C. Caciù, E. Decencière et D. Jeulin, «Parametric optimization of periodic textured surfaces for friction reduction in combustion engines,» *Tribology Transactions*, vol. 51, n° 14, pp. 533-541, 2008.
- [68] A. Spencer, A. Almqvist et R. Larsson, «A numerical model to investigate the effect of honing angle on the hydrodynamic lubrication between a combustion engine piston ring and cylinder liner,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 225, n° 17, pp. 683-689, 2011.
- [69] A. Spencer, A. Almqvist et R. Larsson, «A semi-deterministic texture-roughness model of the piston ring–cylinder liner contact,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 225, n° 16, pp. 325-333, 2011.

- [70] S. Mezghani, I. Demirci, H. Zahouani et M. El Mansori, «The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction,» *Precision Engineering*, vol. 36, n° %12, pp. 210-217, 2012.
- [71] A. Ronen, I. Etsion et Y. Kligerman, «Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components,» *Tribology Transactions*, vol. 44, n° %13, pp. 359-366, 2001.
- [72] G. Ryk, Y. Kligerman et I. Etsion, «Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components,» *Tribology Transactions*, vol. 45, n° %14, pp. 444-449, 2002.
- [73] Y. Kligerman, I. Etsion et A. Shinkarenko, «Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing,» *Journal of Tribology*, vol. 127, n° %13, pp. 632-638, 2005.
- [74] G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion et A. Shinkarenko, «Experimental investigation of partial laser surface texturing for piston-ring friction reduction,» *Tribology Transactions*, vol. 48, n° %14, pp. 583-588, 2005.
- [75] R. Valoire, Lubrification, Supmeca Paris, 2005.
- [76] D. J. Whitehouse, «The parameter rash—is there a cure?,» *Wear*, vol. 83, n° %11, pp. 75-78, 1982.
- [77] ISO-4288, «GPS - Etat de surface : méthode du profil - Règles et procédures pour l'évaluation de l'état de surface,» ISO, 1998.
- [78] ISO-4287, «GPS - Etat de surface : méthode du profil - Termes, définitions et paramètres d'état de surface,» ISO, 1998.
- [79] ISO-13565, «GPS - Etat de surface : méthode du profil - Surfaces ayant des propriétés fonctionnelles différentes suivant les niveaux,» ISO, 1998.
- [80] J. Jocsak, E. Tomanik, V. W. Wong et T. Tian, «The characterization and simulation of cylinder liner surface finishes,» *Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ASME)*, pp. 457-467, 2005.
- [81] J. I. McCool, «Comparison of models for the contact of rough surfaces,» *Wear*, vol. 107, n° %11, pp. 37-60, 1986.
- [82] H. Chen et T. Tian, «The influences of cylinder liner honing patterns and oil control ring design parameters on the interaction between the twinland oil control ring and the cylinder liner in internal combustion engines,» *SAE Technical Paper*, n° %12008-01-1614, 2008.
- [83] H. Chen, Y. Li et T. Tian, «A novel approach to model the lubrication and friction between the twin-land oil control ring and liner with consideration of micro structure of the liner surface finish in internal combustion engines,» *SAE Technical Paper*, n° %12008-01-1613, 2008.
- [84] J. A. Greenwood et J. B. P. Williamson, «Contact of nominally flat surfaces,» *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. The Royal Society.*, vol. 295, n° %11442, pp. 300-319, 1966.
- [85] E. Yilmaz, T. Tian, V. W. Wong et J. B. Heywood, «The contribution of different oil consumption sources to total oil consumption in a spark ignition engine,» *SAE Technical Paper*, n° %12004-01-2909, 2004.
- [86] R. I. Taylor, «Lubrication, tribology & motorsport,» *SAE Technical Paper*, n° %12002-01-3355, 2002.

- [87] H. Nakai, N. Ino et H. Hashimoto, «Effects of film temperature on piston-ring lubrication for refrigeration compressors considering surface roughness,» *Journal of tribology*, vol. 120, n° 12, pp. 252-258, 1998.
- [88] N. Morris, R. Rahmani, H. Rahnejat, P. D. King et B. Fitzsimons, «Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal mixed regime of lubrication,» *Tribology International*, vol. 59, pp. 248-258, 2013.
- [89] P. Le Quéré, B. Podvin, S. Xin et P. Le Quéré, «Méthodes numériques pour les écoulements incompressibles,» *Notes de cours, université de Paris-Sud*, vol. 91403, p. 29, 2010.

## ANNEXE

### Annexe 1 – Construction d'un profile de rugosité d'une surface en utilisant la méthode des moindres carrés

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%=== Construction d'un profile de rugosité d'une surface ===
%=== en utilisant la méthode des moindres carrés =====
%=====
function [mean_sq]=mean_sq(donnée_x,donnée_z)
%donnée entrée: vecteur donnée_z avec points de rugosité et vecteur
%donnée_x avec coordonnées respectives
%donnée de sortie: vecteur rug_a avec une rugosité rapprochée
%vecteur X avec les coordonnées
x=donnée_x;
per=30;%pourcent
x=donnée_x;
rug=donnée_z;
%calcul de la fonction ADF
resolution=500; %nombre de points de la fonction
maxr=max(rug);
minr=min(rug);
temp=maxr;
dis=longueur(rug);
increment=(maxr-minr)/resolution;
adf=zeros(resolution+1,1);
j=1;
while temp>0
for i=1:dis
if rug(i)>temp
adf(j)=adf(j)+1;
end
end
j=j+1;
temp=temp-increment;
end;
while temp>minr
for i=1:dis
if rug(i)<temp
adf(j)=adf(j)+1;
end
end
j=j+1;
temp=temp-increment;
end;
A=sum(adf)*increment; %surface de adf
%normalisation adf
for i=1:resolution+1
adf_n(i)=adf(i)/A;
end
%calcul de sommet c1
Ate=per/100;
c1=maxr; ctemp=0;i=1;
```

```

while ctemp<Ate
ctemp=ctemp+adf_n(i)*increment;
c1=c1-increment;
i=i+1;
end
%calcul de sommet c1
c2=minr; ctemp=0;i=longueur(adf_n);
while ctemp<Ate
ctemp=ctemp+adf_n(i)*increment;
c2=c2+increment;
i=i-1;
end
%definition du vecteur L_pic (pics),
%avec la ligne (z=c1):
n=longueur(x);
k=1;
for i=1:n-1
if ((rug(i)<=c1)&(rug(i+1)>c1));
j=i+1;
while ((rug(j)>=c1)&(j+1<n))
if rug(j+1)<c1
Lpic(k,1)=x(i)+(c1-rug(i))*(x(i+1)-x(i))/(rug(i+1)-
rug(i));
Lpic(k,2)=x(j)+(c1-rug(j))*(x(j+1)-x(j))/(rug(j+1)-
rug(j));
L_pic(k)=Lpic(k,2)-Lpic(k,1);
k=k+1;
end
j=j+1;
end
end
end
%definition du vecteur L_Vallee (Vallees), Obtenu en considérant
%l'intersection avec la ligne (z=c2) :
k=1;
for i=1:n-1
if ((rug(i)>=c2)&(rug(i+1)<c2));
j=i+1;
while ((rug(j)<=c2)&(j+1<n))
if rug(j+1)>c2
LVallee(k,1)=x(i)+(c2-rug(i))*(x(i+1)-x(i))/(rug(i+1)-
rug(i));
LVallee(k,2)=x(j)+(c2-rug(j))*(x(j+1)-x(j))/(rug(j+1)-
rug(j));
L_Vallee(k)=LVallee(k,2)-LVallee(k,1);
k=k+1;
end
j=j+1;
end
end
end
%Créer un vecteur avec les positions de x de tous les intersections avec la
%la ligne de references
for i=1:(longueur(L_pic))
Lp(i)=Lpic(i,1);
Lp(i+longueur(L_pic))=Lpic(i,2);
end
for i=1:(longueur(L_Vallee))
Lv(i)=LVallee(i,1);

```

```

Lv(i+longueur(L_Vallee))=LVallee(i,2);
end
%Vecteur X qui contient toutes les positions x (positions des points rugueux
%et les intersection)
X=[];
X=[x';Lp';Lv'];
X=unique(X);
X=sort(X);
%Création d'un nouveau vecteur RUG avec la même longueur que X
RUG=[];
for i=1:longueur(X)
for j=1:longueur(x)
if X(i)==x(j)
RUG(i)=rug(j);
end
end
end
for i=1:longueur(Lpic)
temp=find(X==Lpic(i,1));
RUG(temp)=c1;
end
for i=1:longueur(LVallee)
temp=find(X==LVallee(i,1));
RUG(temp)=c2;
end
%Détermination d'un vecteur avec les valeurs du coefficient "a" pour
%la parabole (z=ax^2+b^2+c), b=f(a) et c=f(a)
%pics:
a=zeros(longueur(L_pic),1);
for i=1:longueur(L_pic)
x0=Lpic(i,1);
x1=Lpic(i,2);
k=0;an=0; ad=0;anl=0;
for j=(find(X==x0)+1):(find(X==x1)-1)
an=an+(X(j)^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)*RUG(j);
anl=anl+(X(j)^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)*c1;
ad=ad+((X(j))^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)^2;
end
a(i)=(an-anl)/ad;
end
%fonction parabole pour l'approche des pics
parabole_ajust=zeros(1,longueur(X));
parabole_pic_ajust=zeros(1,longueur(X));
for i=1:longueur(L_pic)
j=find(X==(Lpic(i,1)));
while X(j)<=Lpic(i,2)
parabole_ajust(j)=a(i)*(X(j))^2-
(Lpic(i,1)+Lpic(i,2))*a(i)*X(j)+c1+a(i)*(Lpic(i,1)*Lpic(i,2));
parabole_pic_ajust(j)=parabole_ajust(j);
j=j+1;
end
end
end
%Vallees:
parabole_Vallee_ajust=zeros(1,longueur(X));
av=zeros(longueur(L_Vallee),1);
for i=1:longueur(L_Vallee)
x0=LVallee(i,1);
x1=LVallee(i,2);
k=0;an=0; ad=0;anl=0;

```

```

for j=(find(X==x0)+1):(find(X==x1)-1)
an=an+(X(j)^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)*RUG(j);
an1=an1+(X(j)^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)*c2;
ad=ad+((X(j))^2-(x0+x1)*X(j)+x0*x1)^2;
end
%Coefficient 'a' pour l'ajustement des paraboles des Vallees
av(i)=(an-an1)/ad;
end
for i=1:longueur(L_Vallee)
j=find(X==(LVallee(i,1)));
while X(j)<=LVallee(i,2)
parabole_ajust(j)=av(i)*(X(j))^2-
(LVallee(i,1)+LVallee(i,2))*av(i)*X(j)+c2+av(i)*(LVallee(i,1)*LVallee(i,2));
parabole_Vallee_ajust(j)=parabole_ajust(j);
j=j+1;
end
end
for i=1:longueur(parabole_ajust)
if parabole_ajust(i)==0
parabole_ajust(i)=RUG(i);
end
end
mean_sq=parabole_ajust;

```

## Annexe 2 – Modélisation du contact entre aspérités

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%===Modèle Greenwood et Tripp Contact entre aspérité===
%=====
%Donnée d'entrée : vecteur donnée_z avec points de rugosité et vecteur
%Donnée_x avec coordonnées respectives
%Donnée de sortie: Pourcentage de la surface réelle de contact, déformation,
%dessiné avec profile originale et profile déformé
function [p_g]=greenwood(alfa,Lpic,L_pic,Lvallée,L_vallée,f,p);
x=donnée_x;
rug=donnée_z;
%Charge appliquée
charge=1.9894; %N/mm
%Propriétés du matériau
H=2785; %MPa
E1=205000; %MPa
E2=62750; %MPa (%Glass)
niu1=0.29;
niu2=0.2;
Ecom=1/((1-niu1^2)/E1+(1-niu2^2)/E2); %[MPa]
%rug est le vecteur avec un profil de la topographie de rugosité
%le profil sera approché par la formulation des
%fonctions polynomiales Aramki
%détermination de la longueur des ACF et du coefficient ACF, longueur ACF est
%longueur où la fonction d'autocorrélation est 0.368 (=1/e)
[ACF,Lags,Bounds] = autocorr(rug,longueur(x)-1);
index_ACF_0368=1;
while ACF(index_ACF_0368)>0.368
index_ACF_0368=index_ACF_0368+1;
end
%dessiné(x,ACF); %dessiné avec la fonction d'autocorrélation
longueur_ACF=x(index_ACF_0368)-x(1);
alfa=1/longueur_ACF;
%deviation standard :
sigma=std(rug);
%definition du vecteur L_pic (pics), obtenue en considérant l'intersection
%avec la ligne de référence:
n=longueur(x);
k=1;
for i=1:n-1
if ((rug(i)<=0)&(rug(i+1)>0));
j=i+1;
while ((rug(j)>=0)&(j+1<n))
if rug(j+1)<0
Lpic(k,1)=x(i)-rug(i)*(x(i+1)-x(i))/(rug(i+1)-rug(i));
Lpic(k,2)=x(j)-rug(j)*(x(j+1)-x(j))/(rug(j+1)-rug(j));
L_pic(k)=Lpic(k,2)-Lpic(k,1);
k=k+1;
end
j=j+1;
end
end
end
%definition du vecteur L_pic (pics), obtenue en considérant l'intersection
%avec la ligne de référence :
```



```

k=1;
for i=1:n-1
if ((rug(i)>=0)&(rug(i+1)<0));
j=i+1;
while ((rug(j)<=0)&(j+1<n))
if rug(j+1)>0
Lvallée(k,1)=x(i)-rug(i)*(x(i+1)-x(i))/(rug(i+1)-rug(i));
Lvallée(k,2)=x(j)-rug(j)*(x(j+1)-x(j))/(rug(j+1)-rug(j));
L_vallée(k)=Lvallée(k,2)-Lvallée(k,1);
k=k+1;
end
j=j+1;
end
end
end
%créer un vecteur avec les intersections de tous les positions x avec
%la ligne de référence
for i=1:(longueur(L_pic))
Lp(i)=Lpic(i,1);
Lp(i+longueur(L_pic))=Lpic(i,2);
end
for i=1:(longueur(L_vallée))
Lv(i)=Lvallée(i,1);
Lv(i+longueur(L_vallée))=Lvallée(i,2);
end
%vecteur X qui contient toutes les positions X (positions des points
%rugueux et les intersection)
X=[];
X=[x';Lp';Lv'];
X=unique(X);
X=sort(X);
%creation d'un nouveau vecteur RUG avec la même longueur que X
RUG=[];
for i=1:longueur(X)
for j=1:longueur(x)
if X(i)==x(j)
RUG(i)=rug(j); %les autres positions RUG=0
end
end
end
%génération d'un profil approché par des paraboles
csi_pic=L_pic*sqrt(2/pi)*alfa*sigma; %equation 8 Aramki partie I
csi_vallée=L_vallée*sqrt(2/pi)*alfa*sigma;
mean_L_pic=(mean(L_pic));
mean_L_vallée=(mean(L_vallée));
mean_L=1/2*(mean(L_pic)+mean(L_vallée));
K1_pic=8*(csi_pic)/(L_pic.^2); %equation 9-b Aramki partie I
K1_vallée=8*(csi_vallée)/(L_vallée.^2);
%génération d'un vecteur avec des points qui représentent des paraboles
%démarrer les vecteurs avec des zéros et la même longueur que X
parabole=zeros(1, longueur(X));
parabole_pic=zeros(1, longueur(X));
parabole_vallée=zeros(1, longueur(X));
for i=1:longueur(L_pic)
j=find(X==(Lpic(i,1)));
while (X(j)>=Lpic(i,1)&X(j)<=Lpic(i,2))
parabole(j)=- (4*csi_pic(i)/(L_pic(i)^2))* (X(j)-Lpic(i,1)-
L_pic(i)/2)^2+csi_pic(i);
parabole_pic(j)=parabole(j);

```

```

j=j+1;
end
end
for i=1:longueur(L_vallée)
j=find(X==(Lvallée(i,1)));
while (X(j)>=Lvallée(i,1)&X(j)<=Lvallée(i,2))
parabole(j)=(4*csi_vallée(i)/(L_vallée(i)^2))*(X(j)-Lvallée(i,1)-
L_vallée(i)/2)^2-csi_vallée(i);
parabole_vallée(j)=parabole(j);
j=j+1;
end
end
temp_rq=0;
for i=1:longueur(rug)
temp_rq=temp_rq+(rug(i))^2;
end
increment=0.0001; %incrément de déplacement delta [micron]
%interférence critique pour chaque pic
for i=1:longueur(L_pic)
delta_c(i)=(pi*k*H/(2*Ecom))^2*(1/Kl_pic(i));%micron
end
y=max(parabole);
lt=zeros(longueur(L_pic),1); %vecteur indiquant si la déformation est
%élastique (0) or plastique (1)
ltemp=0;
f=zeros(longueur(L_pic),1); %charge appliquée sur chaque aspérité
n_steps=0;
while sum(f)<load
y=y-increment;
n_steps=n_steps+1;
for i=1:longueur(L_pic)
%élastique
if lt(i,1)==0 & (csi_pic(i)-y)>0
f(i)=(4/3)*Ecom*((1e-3/Kl_pic(i))^(0.5))*((csi_pic(i)-y)*1e-
3)^(3/2);
if (csi_pic(i)-y)>delta_c(i)
lt(i,1)=1;
end
end
%plastique
if lt(i,1)==1 & (csi_pic(i)-y)>0
f(i)=2*pi*(1e-3/Kl_pic(i))*(csi_pic(i)-y)*1e-3*H;
end
end
end
%surface de contact
A_cont=0;
for i=2:longueur(RUG)
if parabole(i)>=y
A_cont=A_cont+(X(i)-X(i-1));
end
end
%pourcentage de la surface de contact
A_cont_a=A_cont/X(longueur(X))
%dessin du profil déformé
for i=1:longueur(RUG)
if parabole(i)>y
parabole_de(i)=y;
else

```

```
parabole_de(i)=RUG(i);  
end  
end  
plot(X,parabole,'k');  
hold on;  
plot(X,parabole_de,'largeur de la ligne',1.4);  
hold off;  
%déformation  
deformation=max(parabole)-abs(y)
```

### Annexe 3 – Résolution de l'équation de Reynolds

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%=== calcul de la distribution de pression au sein du film d'huile ===
%=====
function[P_resolution]=resolution_pression_gs(ni,nj,Pini,nhi,nhj,dx,dz,h,mu
,U,Pin,Pout,Pcav,cav_cond,m_max,e_crit);
%Résolution de l'équation de Reynolds
%en utilisant la méthode de Gauss_Siedel.
%Supposition initiale sur la pression
m=1; % le premier ensemble
for ii=1:ni,
for jj=1:nj,
P(ii,jj,m)=Pini;
end
end
%Définir les coefficients
i=0;
for ii=1:2:nhi,
i=i+1;
j=1;
if ii==1,
for jj=3:2:nhj-2,
j=j+1;
E(i,j)=1/dx^2*(h(nhi-1,jj)^3);
F(i,j)=1/dx^2*(h(ii+1,jj)^3);
G(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj-1)^3);
H(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj+1)^3);
D(i,j)=1/dx^2*(h(nhi-1,jj)^3+h(ii+1,jj)^3)+1/dz^2*(h(ii,jj-
1)^3+h(ii,jj+1)^3);
Q(i,j)=(6*mu*U/dx)*(h(ii+1,jj)-h(nhi-1,jj));
end
elseif ii==nhi,
for jj=3:2:nhj-2,
j=j+1;
E(i,j)=1/dx^2*(h(ii-1,jj)^3);
F(i,j)=1/dx^2*(h(2,jj)^3);
G(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj-1)^3);
H(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj+1)^3);
D(i,j)=1/dx^2*(h(ii-1,jj)^3+h(2,jj)^3)+1/dz^2*(h(ii,jj-
1)^3+h(ii,jj+1)^3);
Q(i,j)=(6*mu*U/dx)*(h(2,jj)-h(ii-1,jj));
end
else
for jj=3:2:nhj-2,
j=j+1;
E(i,j)=1/dx^2*(h(ii-1,jj)^3);
F(i,j)=1/dx^2*(h(ii+1,jj)^3);
G(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj-1)^3);
H(i,j)=1/dz^2*(h(ii,jj+1)^3);
D(i,j)=1/dx^2*(h(ii-1,jj)^3+h(ii+1,jj)^3)+1/dz^2*(h(ii,jj-
1)^3+h(ii,jj+1)^3);
Q(i,j)=(6*mu*U/dx)*(h(ii+1,jj)-h(ii-1,jj));
end
end
end
end
```

```

%Noyau de la solution
e=1.0;
while e>e_crit,
%Entrer les conditions aux limites
for ii=1:ni,
P(ii,1,m)=Pin;
P(ii,nj,m)=Pout;
end
for i=1:ni,
for j=2:nj-1,
if i==1,
d1=E(i,j)*P(ni,j,m)+F(i,j)*P(i+1,j,m);
d2=G(i,j)*P(i,j-1,m)+H(i,j)*P(i,j+1,m);
P(i,j,m+1)=1/D(i,j)*(d1+d2+Q(i,j));
elseif i==ni,
d1=E(i,j)*P(i-1,j,m)+F(i,j)*P(1,j,m);
d2=G(i,j)*P(i,j-1,m)+H(i,j)*P(i,j+1,m);
P(i,j,m+1)=1/D(i,j)*(d1+d2+Q(i,j));
else
d1=E(i,j)*P(i-1,j,m+1)+F(i,j)*P(i+1,j,m);
d2=G(i,j)*P(i,j-1,m+1)+H(i,j)*P(i,j+1,m);
P(i,j,m+1)=1/D(i,j)*(d1+d2-Q(i,j));
end
if cav_cond==3
if P(i,j,m+1)<Pcav
P(i,j,m+1)=Pcav;
end
end
end
end
%Paramètre d'erreur %
ppic=max(max(P(:, :, m+1)));
suml=0;
for i=1:ni,
for j=2:nj-1,
d1=(P(i,j,m+1)-P(i,j,m))/ppic;
suml=suml+d1^2;
end
end
e=1/((ni)*(nj-2))*sqrt(suml);
m=m+1;
if m>m_max,
m
break
end
end
%Entrer les conditions aux limites de la dernière itération
for ii=1:ni,
P(ii,1,m)=Pin;
P(ii,nj,m)=Pout;
end
for ii=1:ni,
for jj=1:nj,
P_resolution(ii,jj)=P(ii,jj,m);
end
end
end

```

## Annexe 4 – Calcul de la température au sein du film d'huile

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%===Fonction pour le calcul de la température dans le film d'huile===
%=====
function [Tfluid_P]=Tfluid_P(x,y,T,Told,Su,Sp,ap,ae,aw,as,an);
clear all;
x=[];y=[];T=[];Told=[];Su=[];Sp=[];ap=[];ae=[];aw=[];as=[];an=[];
great = 1.e20;
omicron = 10; % conductivité thermique
beta = 10; % coefficient de transfert de chaleur
dt = great; % pas temps
density = 6000;% densité
cp = 500;% capacité de chaleur
Lx = 0.12; % longueur suivant x
Ly = 0.12; % longueur suivant y
Tfluid = 20; % température du fluide
Tinit = 50; % Supposition initiale de la température max et min
cv_x=10;cv_y=10;
ni = cv_x+2; % nombre de nœud suivant x
nj = cv_y+2; % nombre de nœud suivant y
dx = Lx/cv_x;
dy = Ly/cv_y;
x(1) = 0;
x(2)=dx/2;
for i = 3:ni-1
x(i)=x(i-1)+dx;
end;
x(ni)=Lx;
y(1) = 0;
y(2)=dy/2;
for j = 3:nj-1
y(j)=y(j-1)+dy;
end
y(nj)=Ly;
%valeurs et coefficients initiales
for i = 1:ni
for j = 1:nj
T(i,j) = Tinit; %température initiale
Told(i,j) = Tinit;
T(i,1) = 50;
T(i,nj) = 50;
Su(i,j)=0; %limite initiale indépendante de source
Sp(i,j)=0; %limite initiale dépendante de source
ae(i,j) = omicron*dy/dx;
aw(i,j) = omicron*dy/dx;
an(i,j) = omicron*dx/dy;
as(i,j) = omicron*dx/dy;
dV = dx*dy;
ap0 = density*cp*dV/dt;
if i==2 % condition aux limites de la convection
Su(i,j) = Tfluid/(1/beta+dx/(2*omicron))*dy/dV;
Sp(i,j) = -1/(1/beta+dx/(2*omicron))*dy/dV;
aw(i,j) = 0;
end;
if i==ni-1
```

```

ae(i,j) = 0;
end
if j==2 % condition inférieur, température donnée
as(i,j)=2*omicron*dx/dy;
end
if j==nj-1 % condition supérieur, température donnée
an(i,j)=2*omicron*dx/dy;
end
ap(i,j) = ae(i,j)+aw(i,j)+an(i,j)+as(i,j)-Sp(i,j)*dV+ap0;
end;
end;
%%%%%%%%%%
maxres = 1.0e-6;
maxit = 100;
time=0;
maxtime=100;
s=(cos(pi/cv_x)+(dx/dy)^2*cos(pi/cv_y))/(1+(dx/dy)^2);
omega =2/(1+sqrt(1-s^2));omega=1;
while (time < (maxtime+dt/2))
Told=T;
sumres = 1;
counter = 0;
while (sumres>maxres&counter<maxit)
sumres = 0;
for i = 2:ni-1
for j = 2:nj-1
T(i,j)=omega*(ae(i,j)*T(i+1,j)+aw(i,j)*T(i-1,j)+an(i,j)*T(i,j+1)...
+as(i,j)*T(i,j-1)+Su(i,j)*dV+ap0*Told(i,j))/ap(i,j)+(1-omega)*T(i,j);
res = abs(ap(i,j)*T(i,j)-(ae(i,j)*T(i+1,j)+aw(i,j)*T(i-1,j)+...
an(i,j)*T(i,j+1)+as(i,j)*T(i,j-1)+Su(i,j)*dV+ap0*Told(i,j)));
sumres=sumres+res;
end;
end;
for i = 2:ni-1
for j = 2:nj-1
res = abs(ap(i,j)*T(i,j)-(ae(i,j)*T(i+1,j)+aw(i,j)*T(i-1,j)+...
an(i,j)*T(i,j+1)+as(i,j)*T(i,j-1)+Su(i,j)*dV+ap0*Told(i,j)));
sumres=sumres+res;
end;
end
sumerr=sumres
counter = counter + 1
end;
time = time +dt;
end;
% Calcul des valeurs limites
for j = 2:nj-1
T(1,j)=(beta*Tfluid+omicron/(dx/2)*T(2,j))/(beta+omicron/(dx/2));
T(ni,j) = T(ni-1,j);
end;
%
pcolor(x,y,T');shading interp;xlabel('x');ylabel('y');title('Distribution
de la température ');colorbar;

```

## Annexe 5 – Calcul de la variation de la viscosité avec l'équation de Vogel

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%=== Solutions de l'équation de Vogel ===
%=====
fonction [TEMP_VlSC]=vogel
global tbv tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo tbclose;
set([tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo tbclose],'Permettre','off');
% donnée d'entrée
%
prompt = {'Température maximale [°C]:', 'Température moyenne [°C]:'
'Température minimale [°C]:'};
title = 'Entrer les données (VISCOSITE)'; lineno = 1; def = {'100', '60',
'20'}; answer = inputdlg(prompt,title,lineno,def);
if size(answer) == 0, % Programme terminé
set(tbv, 'Valeur', get(tbv, 'Min')); set([tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo
tbclose],'Permettre','on'); break; end;
[t1, t2, t3] = deal(answer{:}); TEMP = [str2num(t1) str2num(t2) str2num(t3)];
TEMP = TEMP + 273.15;
prompt = {'Viscosité à la température maximale [Pas]:', 'Viscosité à la
température moyenne [Pas]:', 'Viscosité à la température minimale [Pas]:'};
title='Entrer les données (VISCOSITE)'; lineno=1; def={'0.0099', '0.0351',
'0.387'}; answer= inputdlg(prompt,title,lineno,def);
if size(answer) == 0, % Programme terminé
set(tbv, 'Valeur', get(tbv, 'Min')); set([tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo
tbclose],'Permettre','on'); break; end;
[v1, v2, v3] = deal(answer{:}); VISC(1) = str2num(v1); VISC(2) = str2num(v2);
VlSC(3) = str2num(v3);
VISC = [str2num(v1) str2num(v2) str2num(v3)]; VISC = VISC;
% Fin de saisie des données
%
% FONCTION POUR TROUVER LES CONSTANTES DE L'ÉQUATION DE VISCOSITÉ DE VOGEL
[al,b1,cl,a2,b2,c2] = vogeI(TEMP,VISC);
prompt = {'Choisir une solution: 1- Solution une; 2 - Solution deux', 'Solution
trois (a1, b1, c1)', 'Solution deux (a2, b2, c2)'};
title='solutions de équation de Vogel'; lineno=1;
def={'1',num2str([a1 b1-273.15 cl-273.15]),num2str([a2 b2-273.15 c2-
273.15])}; answer= inputdlg(prompt,title,lineno,def);
if size(answer) == 0, % Programme terminé
set(tbv, 'Valeur', get(tbv, 'Min')); set([tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo
tbclose],'Permettre','on'); break; end;
choice = str2num(deal(answer{1}));
if choice == 1, a = a1; b = b1; c = c1; end;
if choice == 2, a = a2; b = b2; c = c2; end;
% Dessin de la viscosité cinématique VS température
clear VISC_PLOT TEMP_PLOT;
iv = 1; it = TEMP(3);
while (it >= TEMP(3)) & (it <= TEMP(1))
VISC_PLOT(iv) = (a*exp(b/(it-c))); TEMP_PLOT(iv) = it-273.15; iv = iv + 1; it =
it + 1;
end;
subplot(1,1,1); plot(TEMP_PLOT,VISC_PLOT);
axis([fix(TEMP(3)-273.15) ceil(TEMP(1)-273.15) fix(0.9*min(VISC_PLOT))
ceil(1.1*max(VISC_PLOT))]);
xlabel('Temperature [°C]'); ylabel('Viscosité cinématique [Pas]');
text('unité','normalisée','position',[0.1 1.05],'string','Viscosité VS
```



```

Temperature ');
buttonname = questdlg('Voulez vous trouver la viscosité à une température
spécifique?',...
'viscosité et température','Non','Oui','Oui');
helpdlg('Veuillez maintenant activer la fenêtre de commande');
switch buttonname,
case 'No',
choice = 0;
case 'Oui',
choice = 1;
end;
if choice == 1,
morepoint = 1; hold on; ipoint = 1; clear TEMP_VAL VISC_VAL;
disp(' '); disp('Trouver la viscosité à une température donnée');
disp('Prière de lire soigneusement toutes les étapes énuméré ci-dessous avant
de choisir la viscosité ou la température. ');
disp('1. Choisir le zoom à partir du menu puis employer la souris pour choisir
un point sur la surface du dessin');
disp('2. Dans la fenêtre de commandes cliquer sur une touche du clavier pour
activer les réticule');
disp('3. Dans la zone de dessin fiater le choix du point exact et cliquer sur
une touche du clavier');
disp('4. Revenir à la fenêtre de commande pour obtenir la température et la
viscosité requises'); disp(' ');
while morepoint == 1,
zoom on; pause;
[tempa,visca] = ginput; hold on; plot(tempa,visca,'go'); text(tempa,visca,['
int2str(ipoint)],'Effacé','retour');
TEMP_VAL(ipoint) = tempa; VLSC_VAL(ipoint) = visca;
fprintf('Temperature = %0.5g [°C]\t',tempa); fprintf('Viscosité = %0.5g
[Pas]\n',visca); ipoint = ipoint + 1;
buttonname = questdlg('Vous voulez choisir un autre point?', 'Point
suivant','Non','Oui','Oui');
switch buttonname,
case 'Non',
morepoint = 0;
case 'Oui',
morepoint = 1;
end;
end;
zoom off;
end;
clc;
% Impression des valeurs des données d'entrée et de sorties
%
fprintf(' \n'); fprintf(' Données d entrée et de sorties pour le programme
viscosité\n'); fprintf(' \n');
fprintf(' Données d entrée:\n');
fprintf(' Température maximale = %0.5g°C\n',TEMP(1)-273.15);
fprintf(' Temperature moyenne = %0.5g°C\n',TEMP(2)-273.15);
fprintf(' Temperature minimale = %0.5g°C\n',TEMP(3)-273.15);
fprintf(' Viscosité à la température maximale = %0.5g [Pas]\n',VLSC(1));
fprintf(' Viscosité à la temperature moyenne = %0.5g [Pas]\n',VLSC(2));
fprintf(' Viscosité à la temperature minimale = %0.5g [Pas]\n',VLSC(3));
fprintf(' \n'); fprintf(' OUTPUT DATA:\n');
fprintf(' Paramètere de Vogel a = %0.5g [Pas]\n', a);
fprintf(' Paramètere de Vogel = %0.5g°C\n', b-273.15);
fprintf(' Paramètere de Vogel = %0.5g°C\n', c-273.15);
if choice == 1, disp(' Viscosité [Pas] VS temperature [°C]');disp([VLSC_VAL'

```

```

TEMP_VAL']); end;
fprintf(' \n'); fprintf(' PROGRAMME VISCOSITE EST FINI\n');
set(tbv, 'Valeur', get(tbv, 'Min')); set([tbs tbp tbt tbd tbg tba tbinfo
tbc] , 'Permettre', 'on');
% CALCUL DES COEFFICIENTS DE EQUATION DE VOGEL :
% EQUATION DE VISCOSITE DE VOGEL = a*exp(b/(t-b))
coeffc2 = (Iog(VlSC(1))- Iog(VlSC(2)))*(TEMP(3) - TEMP(1)) - (Iog(VlSC(1)) -
Iog(VlSC(3)))*(TEMP(2) - TEMP(1));
coeffc1 = (Iog(VlSC(1))- Iog(VlSC(2)))*(TEMP(1) - TEMP(3))*(TEMP(2) + TEMP(1))
+ (Iog(VlSC(1))- Iog(VlSC(3)))* ...
(TEMP(2) - TEMP(1))*(TEMP(1) + TEMP(3));
coeffc0 = (Iog(VlSC(1)) - Iog(VlSC(2)))*(TEMP(3) - TEMP(1))*TEMP(1)*TEMP(2) -
(Iog(VlSC(1)) - ...
Iog(VlSC(3)))*(TEMP(2) - TEMP(1))*TEMP(1)*TEMP(3);
% APPLIQUER LA SOLUTION DES ÉQUATIONS QUADRATIQUES
term1 = coeffc1*coeffc1 - 4*coeffc2*coeffc0;
if (term1 < 0), error('RACINE NÉGATIVE DE LA SOLUTION SEULEMENT, PROGRAMME
TERMINE. '); end;
c1 = (-coeffc1 + sqrt(term1))/(2*coeffc2);
b1 = (Iog(VlSC(1))- Iog(VlSC(2)))*(TEMP(1)*TEMP(2) - c1*(TEMP(1) + TEMP(2)) +
c1*c1)/(TEMP(2) - TEMP(1));
a1 = VlSC(1)*exp(-b1/(TEMP(1) - c1)); c2 = (-coeffc1 -
sqrt(term1))/(2*coeffc2);
b2 = (Iog(VlSC(1))- Iog(VlSC(2)))*(TEMP(1)*TEMP(2) - c2*(TEMP(1) + TEMP(2)) +
c2*c2)/(TEMP(2) - TEMP(1));
a2 = VlSC(1)*exp(-b2/(TEMP(1) - c2));

```

## Annexe 6 – Calcul de l'épaisseur du film d'huile

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%=== fonction pour le calcul de l'épaisseur du film d'huile ===
%=====
function [h] = racine_pos_film_incliné(x,z,s,m,ho,h1)
hlok=max(size(x));
hlokj=max(size(z));
for ii=1:hlok,
for jj=1:hlokj,
h(ii,jj)=ho-m*x(ii);
if x(ii) < -s/2,
h(ii,jj)=ho+h1;
elseif x(ii) > s/2,
h(ii,jj)=ho+h1;
end
if z(jj) < -s/2,
h(ii,jj)=ho+h1;
elseif z(jj) > s/2,
h(ii,jj)=ho+h1;
end
end
end
function [h] = racine_neg_film_incliné(x,z,s,m,ho,h1)
hlok=max(size(x));
hlokj=max(size(z));
for ii=1:hlok,
for jj=1:hlokj,
h(ii,jj)=ho+h1;
if x(ii) < -s/2,
h(ii,jj)=ho+m*((hlok-1)/2)*(x((hlok-1)/2)-x(ii));
elseif x(ii) > s/2,
h(ii,jj)=ho-m*((hlok-1)/2)*(x(ii)-x((hlok-1)/2));
end
if z(jj) < -s/2,
h(ii,jj)=ho+m*((hlok-1)/2)*(z((hlok-1)/2)-z(ii));
elseif z(jj) > s/2,
h(ii,jj)=ho-m*((hlok-1)/2)*(x(ii)-x((hlok-1)/2));
end
end
end
end
```

## Annexe 7 – Calcul de la force de frottement

Script avec MATLAB® :

```
%=====
%===Fonction pour le calcul de la force de frottement et la charge===
%=====
function [W_psi,W_tot]=load_unit_cell(ni,nj,dx,dz,Lx,Lz,P_solve)
ni_even=ni-1;
ni_odd=ni-2;
nj_even=nj-1;
nj_odd=nj-2;
for i=1:ni,
sum_j(i)=P_solve(i,1)+P_solve(i,nj); % somme du premier et dernier terme
for jj=2:2:nj_even,
sum_j(i)=sum_j(i)+4*P_solve(i,jj);
end
for jj=3:2:nj_odd,
sum_j(i)=sum_j(i)+2*P_solve(i,jj);
end
end
sum_tot=sum_j(1)+sum_j(ni); % somme du premier et dernier terme
for ii=2:2:ni_even,
sum_tot=sum_tot+4*sum_j(ii);
end
for ii=3:2:ni_odd,
sum_tot=sum_tot+2*sum_j(ii);
end
%calcul de la charge que peut supporter le contact
W_tot=(dx/3)*(dz/3)*sum_tot;
W_psi=W_tot/(Lx*Lz);
function [fc]= coefficient_frottement(delta_sq,mu,U,W_psi,ho,h1,asp_cond)
if asp_cond == 1, % asperités positive
f1=mu*U/W_psi*(delta_sq/ho);
f2=mu*U/W_psi*((1-delta_sq)/(ho+h1));
fc=f1+f2;
elseif asp_cond ==2, % asperités negative
f1=mu*U/W_psi*((1-delta_sq)/ho);
f2=mu*U/W_psi*(delta_sq/(ho+h1));
fc=f1+f2;
end
```

## INDEX

- Abbott, 13, 26  
admission, 44  
alésage, 5, 16  
aspérité, xii, 31, 45, 48, 58, 59, 114, 116  
blocs, 5  
cavitation, vi, 17, 18, 45, 46, 82, 87, 106, 107  
chambre de combustion, 4  
charge, i, vi, viii, ix, 6, 10, 11, 16, 17, 19, 33, 34, 45, 48, 55, 57, 58, 59, 62, 63, 65, 74, 76, 81, 87, 88, 89, 90, 96, 97, 101, 102, 103, 114, 116, 126  
chemise, i, v, vi, viii, xi, xii, xiii, 4, 6, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 27, 29, 30, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 56, 57, 58, 59, 61, 62, 63, 65, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 85, 88, 92, 93, 95, 99, 100, 101, 102, 103, 104  
Cheng, 37  
cisaillement, viii, xiii, 16, 17, 34, 36, 37, 38, 40, 41, 53, 54, 56, 58, 63, 66, 91, 92, 94  
combustion, 4, 5, 17, 64  
concordance géométrique, 4  
consommation d'huile, 16  
consommation d'huile, 4, 5  
course, 37  
cycle, 64  
cylindre, xii, 7, 8, 14, 15, 16, 37, 43, 47, 63, 79, 80, 101  
de feu, 8, 9, 10, 42, 79, 80, 85, 86, 87, 88, 93, 94, 95, 96, 100, 101  
densité, xiii, 49  
différence finie, 75  
différences finies, vi, viii, 67, 68, 69, 72, 75, 78, 102  
discrétisation, 64, 65, 66, 70, 74, 78  
dynamique, 64  
échappement, 4  
élastohydrodynamique, 11  
elliptique, 66  
émissions particulaires, 4  
environnement, 1  
épaisseur, i, vii, viii, ix, xii, 3, 6, 12, 15, 16, 17, 18, 32, 36, 37, 38, 39, 40, 42, 43, 52, 53, 57, 58, 60, 61, 63, 64, 66, 68, 73, 75, 83, 86, 88, 89, 90, 92, 94, 99, 100, 125  
étanchéité, xi, 7, 8, 9, 14, 16, 18, 34, 41, 42, 43, 50, 99, 100, 101  
film d'huile, 15  
Firestone, 13, 14, 26  
force de frottement, 61  
force Radiale, 59  
frottement, i, v, vi, vii, viii, ix, xi, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 33, 34, 35, 55, 56, 57, 58, 59, 61, 62, 63, 64, 65, 74, 75, 76, 79, 80, 83, 85, 88, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 126  
frottement hydrodynamique, 59  
frottement mixte, 59  
gaz, 4, 14, 15, 79, 100, 101  
Greenwood, 59  
grille, viii, 27, 62, 66, 70, 71, 72, 75, 76  
huile, i, vi, vii, viii, ix, x, xi, xii, xiii, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 20, 29, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 47, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 68, 73, 74, 75, 76, 79, 81, 82, 83, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 97, 99, 100, 101, 102, 118, 120, 125  
huiles multigrades, 16  
hydrodynamique, i, vi, viii, xi, xii, 6, 10, 11, 15, 18, 34, 35, 36, 37, 39, 41, 43, 44, 45, 57, 58, 59, 60, 61, 64, 65, 66, 69, 86, 87, 88, 90, 95, 96, 99, 101, 102  
industrie, 1  
interférométrie, 21, 40  
ligne, 35  
limite, vi, 5, 6, 9, 10, 11, 18, 34, 35, 44, 57, 59, 61, 73, 90, 96, 100, 102, 120  
locale, 42  
lubrifiant, i, ix, xiii, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 17, 18, 20, 26, 28, 33, 34, 37, 39, 53, 54, 56, 57, 58, 60, 64, 65, 75, 76, 78, 83, 86, 87, 89, 90, 92, 93, 94, 97, 99, 100, 103  
lubrifiants, 16  
lubrification, i, v, vi, viii, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 17, 18, 27, 34, 35, 36, 37, 41, 42, 43, 45, 52, 53, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 64, 65, 66, 78, 79, 81, 88, 90, 95, 96, 100, 101, 102  
lubrification hydrodynamique, 15, 34, 35, 59  
Lubrification hydrodynamique, 35  
lubrification limite, 58  
Lubrification limite, 35  
lubrification mixte, 17  
Lubrification mixte, 35  
maillage, viii, 66, 67, 70, 71, 72, 75, 76, 83  
matériaux, 5  
minimum, 58, 82  
mixte, vi, xi, 10, 11, 15, 17, 18, 34, 35, 41, 57, 59, 90, 102  
Module d'élasticité, 80  
moteur, i, vi, viii, x, xi, xii, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 14, 15, 16, 20, 33, 34, 37, 38, 44, 52, 53, 56, 62, 63, 64, 75, 79, 80, 82, 85, 90, 93, 97, 99, 100, 101, 102, 104  
moteur diesel, 16  
moteurs à combustion interne, 4, 5

multigrille, i, vi, viii, xii, 65, 70, 71, 72, 73, 75, 78, 102  
 newtonien, 66  
 nominale, 35, 43, 48  
 Patir, 37  
 pertes, i, viii, 3, 4, 5, 8, 10, 63, 95, 100, 101, 102  
 piston, ii, v, xi, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 16, 17, 34,  
 36, 37, 43, 44, 46, 52, 53, 59, 63, 65, 79, 80,  
 100, 104, 105, 106, 107, 108, 109  
 PMB, xi, 11, 15, 18, 53  
 PMH, ix, xi, xiii, 11, 15, 17, 18, 47, 53, 56, 81, 88, 94,  
 95, 97, 100  
 pollution, 1, 5  
 pression, i, vi, viii, xiii, 3, 5, 6, 9, 11, 14, 16, 17, 30, 34,  
 36, 37, 38, 39, 40, 41, 43, 44, 45, 46, 47, 48,  
 50, 51, 52, 53, 58, 59, 60, 61, 63, 64, 66, 67,  
 68, 69, 74, 75, 76, 79, 81, 82, 83, 85, 86, 87,  
 88, 89, 91, 95, 99, 100, 102, 118  
 pression hydrodynamique, 37  
 puissance spécifique, 5  
 racléur, viii, ix, 7, 8, 9, 10, 18, 43, 46, 62, 79, 80, 85, 95,  
 96, 100, 101, 104  
 rendement thermique, 5  
 Reynolds, i, ii, v, vi, 6, 15, 17, 18, 36, 37, 38, 41, 44, 46,  
 52, 58, 61, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 72, 73, 75,  
 76, 78, 91, 102, 118  
 rugosité, v, vi, viii, x, xii, 3, 6, 12, 13, 14, 17, 18, 20, 21,  
 22, 23, 24, 25, 26, 27, 30, 31, 32, 33, 37, 38,  
 40, 41, 42, 43, 48, 49, 64, 65, 78, 91, 99, 101,  
 102, 103, 110, 114  
 Runge-Kutta, 56  
 segment, i, vi, viii, xi, xii, xiii, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 15, 16,  
 17, 18, 19, 23, 34, 35, 36, 37, 41, 42, 43, 44,  
 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 56, 57, 58,  
 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 76, 79, 80, 81, 82,  
 83, 85, 86, 87, 88, 89, 93, 94, 95, 96, 99, 100,  
 101, 102, 103, 104  
 segmentation, 4  
 segments, i, v, vi, viii, xi, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14,  
 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 27, 30, 33, 34,  
 35, 36, 39, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49,  
 50, 51, 52, 54, 57, 61, 62, 63, 65, 78, 79, 85,  
 86, 95, 99, 100, 101, 102, 103  
 Sommerfeld, 45  
 statique, 59  
 striation, viii, ix, 13, 18, 65, 88, 89, 97  
 striations, ii, 32, 33  
 stries, i, viii, xi, xii, 6, 12, 14, 18, 20, 24, 26, 27, 28, 29,  
 32, 33, 64, 81, 82, 83, 87, 88, 91, 99  
 surface, i, ii, v, vi, viii, xi, xii, xiii, 6, 11, 12, 13, 14, 15,  
 16, 17, 18, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28,  
 29, 30, 31, 32, 33, 36, 39, 40, 41, 43, 45, 49,  
 57, 58, 59, 64, 70, 75, 78, 81, 82, 86, 87, 91,  
 92, 102, 103, 104, 105, 107, 108, 109, 110,  
 114, 116, 123  
 température, vi, viii, ix, 5, 6, 9, 16, 17, 34, 44, 51, 52, 53,  
 54, 55, 56, 57, 63, 64, 65, 76, 81, 92, 93, 94,  
 99, 102, 120, 121, 122, 123  
 texture, ii, v, viii, 6, 12, 18, 21, 28, 32, 33, 81, 86, 88, 89,  
 91, 92, 95, 101, 103, 105, 107, 108  
 thermique, 5, 15, 55  
 Tripp, 37, 59, 81  
 usure, 4, 5  
 viscosité, vi, viii, ix, 6, 17, 34, 36, 37, 39, 52, 53, 54, 63,  
 65, 66, 81, 82, 92, 94, 97, 99, 102, 122, 123  
 viscosité cinématique, 53  
 vitesse, vi, viii, ix, xii, 6, 9, 10, 11, 21, 34, 36, 37, 38, 44,  
 45, 50, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 61, 62, 63, 65,  
 66, 76, 82, 83, 85, 90, 93, 95, 96, 97, 99, 100  
 Vogel, 81  
 voitures, 62