

Effet de la rugosité de surface sur les performances du contact segment-chemise dans un moteur à combustion interne

The effect of surface roughness on the performances of liner-piston ring contact in internal combustion engine

Amar Ayad*, Amar Skendraoui & Ammar Haiahem

Laboratoire de Mécanique Industrielle, Université Badji Mokhtar B.P. 12, Annaba, 23000, Algérie.

Soumis le : 18 /04/2016

Révisé le : 16/09/2016

Accepté le : 21/09/2016

ملخص:

خشونة سطح أسطوانة المحرك، تلعب دورا هاما لحسن أدائه (الاحتكاك، استهلاك الزيت، تآكل المحرك، فقدان الطاقة، الخ). في هذه الدراسة، تم تطوير نموذج تحليلي لدراسة الاداء الترابولوجي لحلقات المكبس مع سطح أسطوانة محرك خشن مع الأخذ بعين الاعتبار مختلف توجهات خشونة السطح. حيث يتم الحصول على نموذج مبسط لتوزيع الضغط الهيدروديناميكي والحمل مابين سطح الاسطوانة وحلقات المكبس بعد حل في وقت واحد معادلة رينولدز ومعادلة حركة حلقات المكبس. وقد تم تطوير نموذج عددي للتنبؤ بالاحتكاك وسمك طبقة الزيت المتواجدة مابين سطح الاسطوانة وحلقات المكبس في نظام تزييت مختلط، وتقييم تأثير لزوجة زيت التشحيم وخشونة السطح على أداء المحرك.

الكلمات المفتاحية: الاحتكاك - تآكل - حلقات المكبس - خشونة - تزييت هيدروديناميكي

Résumé :

La rugosité de surface entre la chemise et les segments, joue un rôle important pour une bonne performance du moteur (frottement, consommation d'huile, usure dans le moteur, pertes d'énergie, etc.). Dans cet article, un modèle analytique a été développé pour étudier les performances tribologiques d'un contact segment-chemise rugueuse en tenant en compte différentes orientations de rugosité. Un modèle simplifié de la distribution de la pression hydrodynamique et la capacité de charge dans le contact sont obtenus à partir d'une solution simultanée de l'équation de Reynolds et de l'équation du mouvement du segment. Un modèle numérique a été développé pour prédire le frottement et l'épaisseur du film d'huile dans le contact en régime de lubrification mixte, et d'évaluer l'influence de la viscosité du lubrifiant et de la rugosité de surface sur la performance du moteur.

Mots clefs : Frottement- Usure- Segmentation- Rugosité- Lubrification hydrodynamique.

Abstract:

The surface roughness between the liner and the piston rings, plays an important role for good engine performance (friction, oil consumption, wear in the engine, energy losses, etc.). In this paper, an analytical model was developed to study the Tribological performance of a piston rings and rough liner taking into account different roughness orientations. A simplified model of the distribution of the hydrodynamic pressure and the load capacity in the contact are obtained from a simultaneous solution of the Reynolds equation and the equation of motion of the piston rings. A numerical model has been developed to predict the friction and the oil film thickness in mixed lubrication regime, and to evaluate the lubricant viscosity influence and the surface roughness on the engine performance.

Keywords: Friction – Wear - Piston ring pack- Roughness- Hydrodynamic lubrication.

*Auteur Correspondant amar.ayad@univ-annaba.org

1. INTRODUCTION

Une des fonctions 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 dans le carter vers la chambre de combustion. Cet ensemble représente environ 30-40% des pertes mécaniques par frottement dans le moteur [1], [2] et [3]. Une mauvaise étanchéité du contact segment-chemise synonyme d'une mauvaise lubrification, peut entraîner des fuites (par conséquent une mauvaise combustion), ainsi que des pertes de rendement dans le moteur. En optimisant les paramètres de ce contact ; on a donc la possibilité d'améliorer le rendement du moteur, la consommation du carburant et de réduire les émissions atmosphériques. Ce sont des objectifs importants pour les fabricants de moteurs aujourd'hui, qui s'efforcent d'améliorer les performances énergétiques tout en essayant de répondre aux normes d'émission de plus en plus strictes. Pour répondre à cette problématique, plusieurs techniques ont été explorées, une des voies les plus suivies est l'optimisation de la morphologie des surfaces afin d'assurer la bonne lubrification de ce contact.

De nombreuses études sur la variation de la rugosité de surfaces et son impact sur la lubrification ont été réalisées. Pâtir et Cheng [4] ont élaboré un modèle de surface rugueuse à trois dimensions. Ils ont utilisé l'équation de Reynolds en ajoutant des termes connus sous le nom de « facteurs d'écoulement ». Ces termes permettent d'évaluer les effets de la rugosité sur la lubrification. Ce modèle a été utilisé et même d'huile dans le moteur.

2. POSITION DU PROBLEME

La pression dans le film d'huile du contact segment-chemise, si elle est en fonction de la pression effective exercée par les gaz de combustion sur l'arrière du segment, est fonction avant toute chose de la valeur de la concordance géométrique « segment-chemise ». Si cette concordance n'est pas correcte, les pressions exercées sur l'arrière du segment sont suffisantes pour rompre le film d'huile et provoquer le frottement. À cela s'ajoute la topographie des surfaces en contact, qui même si elles peuvent apparaître lisse à l'œil nu, elles ont une micro géométrie à petite échelle constituée de plateaux lisses et réguliers,

adaptée à plusieurs reprises dans différentes études [5], [6].

Pour une orientation différente du motif de rugosité et des aspérités. Les prédictions de Mezghani [7] du comportement du film d'huile sous une lubrification mixte, donnent de bons résultats comparés aux données expérimentales correspondantes. Plusieurs chercheurs [8], [9] et [10] ont combiné l'équation de Reynolds avec le modèle de contact de la surface rugueuse Greenwood-Tripp [11] pour modéliser ainsi la lubrification du contact segment-chemise.

Johansson et son équipe dans plusieurs études [14,15], appliquent le principe de la texturation. Ils présentent un modèle numérique d'un contact parallèle à deux faces pour une texturation du contact complète. Ils étudient pour différents régimes de lubrification, différentes micro-géométries basées sur des variations de diamètres, profondeurs et densités. Ces études comparent plusieurs configurations, chemises non-texturée (de rugosité $1.9\mu\text{m}$), avec chemises partiellement texturée (stries horizontales). Ces études concluent que l'adoption d'une rugosité optimale peut amener à des réductions de frottement de 30%, voire plus, avec une baisse de consommation d'huile (-70%), et de l'usure (-60%).

Les travaux qui sont exposés dans cet article, ont pour objectif d'optimiser la texture des chemises via une étude approfondie du contact segment-chemise. Ce processus d'optimisation, a pour but principal l'amélioration de la lubrification, le contrôle des pertes par frottement, l'usure des surfaces, et la réduction de la consommation séparés par des stries, qui jouent un rôle essentiel et considérable dans la création et le maintien du film d'huile (Fig. 1).

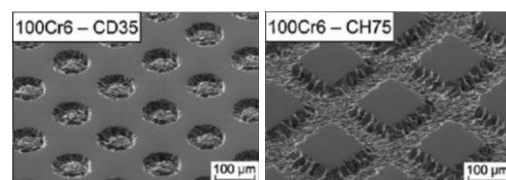


Figure 1. Exemples de surfaces texturées par des cavités sphériques et des réseaux de rainures [7]

Le but du présent travail est donc d'étudier les mécanismes par lesquelles le frottement segment-chemise peut être réduit dans le moteur F4L912 de la S.N.V.I Rouïba, et cela

par la conception d'une nouvelle géométrie pour le deuxième segment dit segment d'étanchéité, et la proposition d'une texturation de surface adéquate, en prenant en compte l'effet de la température sur la viscosité de l'huile lubrifiante tout au long du cycle moteur.

3. DESCRIPTION DU MODELE NUMERIQUE

Le modèle développé dans cette étude prend en charge plusieurs aspect qui entrent dans la physique du contact segment-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, du taux de cisaillement du fluide, et le rôle de la viscosité dans le passage entre le frottement hydrodynamique et mixte a été développées. Pour les surfaces, le modèle de contact des aspérités de Greenwood et Tripp a été adopté [11], 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. L'écoulement du lubrifiant est modélisé avec l'approche des facteurs d'écoulement de Patir et Cheng [4] en utilisant des facteurs statistiquement dérivés qui permettent d'inclure les effets des micro géométries des surfaces.

Un schéma général du système segment-chemise analysé est représenté dans la figure 2, où P_b est la pression des gaz de combustion à l'arrière du segment, P_1 est la pression du gaz au-dessus du segment (côté chambre de combustion) P_2 est la pression du gaz au-dessous du segment, T_s est la tension du segment, b_1 et b_2 sont les largeurs supérieures et inférieures du segment, x_1 et x_2 sont les points d'attachement et de détachement du film d'huile au segment, P_{hyd} est la pression hydrodynamique dans le film d'huile, P_c est la pression due au contact des aspérités des deux surfaces, et U est la vitesse du segment par rapport à la chemise.

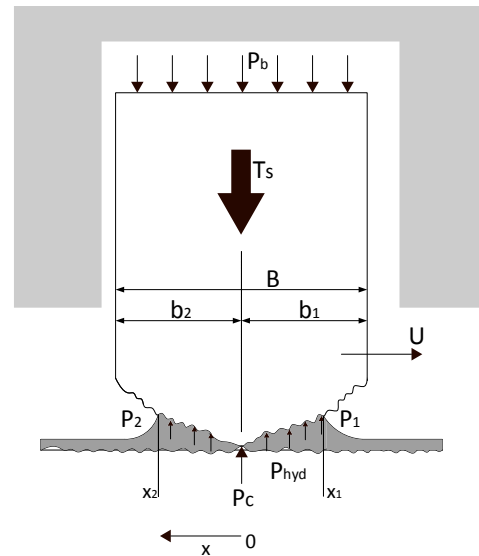


Figure 2. Schématisation du contact segment-chemise

3.1. Modes de lubrification dans le contact segment-chemise

On distingue trois types de lubrification entre segments et chemise [5], hydrodynamique, mixte, et limite. Dans le régime hydrodynamique, il n'y a pas de contact entre les surfaces, la charge est supportée par le lubrifiant ; dans le régime mixte, la charge est supportée par le lubrifiant et les aspérités des surfaces d'où un léger frottement qui apparaisse ; et dans le régime limite, la charge n'est supportée que par les aspérités due aux conditions de pression et de vitesse qui ne permettent pas de créer une portance ; ce mode de lubrification est le plus dure avec un contact direct des aspérités des deux surfaces, d'où la génération d'une forte pertes mécaniques par frottement.

Dans notre étude, les trois différents modes de lubrification sont définis selon la distance entre les lignes nominales $h(x)$ des deux surfaces :

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

Avec :

$$H_\sigma = \frac{h}{\sigma} \quad (1)$$

Et σ est la moyenne quadratique des rugosités (R.M.S) entre la surface du segment et la chemise donnée par [5].

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

La transition entre la lubrification hydrodynamique et mixte se produit lorsque $H_o < 3$.

3.2. Équilibre des forces radial

La charge du segment, composée de sa propre tension et de la pression des gaz de combustion de la gorge du piston [6], 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. Le système est gouverné par la loi fondamentale de la dynamique appliquée au segment :

$$\sum F_r = 0$$

$$\int_{x_1}^{x_2} P_{hyd} dx + \int_{-b_1}^{b_2} P_c dx + P_1(B_1 + x_1) + P_2(B_2 - x_2) - P_b(B_1 + B_2) - T_s(B_1 + B_2) = 0 \quad (3)$$

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.

3.3. La 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.

La figure 3 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 [7] :

$$h_T = h_{min}(t) + h(x) + \Delta_1 + \Delta_2 \quad (4)$$

Avec :

$$h_x = \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 \quad (5)$$

D'où l'épaisseur du film d'huile nominale du profil du segment est :

$$h(x, t) = h_{min}(t) + \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 \quad (6)$$

$$+ \Delta_1 + \Delta_2$$

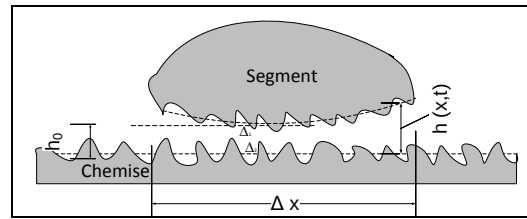


Figure 3. Schématisation de la géométrie du contact segment-chemise

Avec δ la taille de la couronne, B l'épaisseur du segment, h l'épaisseur nominale du film d'huile, $h_{min}(t)$ l'épaisseur nominale minimale du film d'huile, $h(x)$ le profil du segment, Δ_1 et Δ_2 sont les amplitudes de la rugosité du segment et de la surface de la chemise.

3.4. Équation de Reynolds modifiée et facteur d'écoulement

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 [8]. Dans cette étude le modèle modifié de Patir et Cheng de cette équation a été adopté, c'est un modèle qui comporte 3 facteurs d'écoulement qui caractérisent les effets de la rugosité sur le film d'huile.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6U \frac{\partial}{\partial x} h \cdot \phi_g - 6U \frac{\partial}{\partial x} \sigma \cdot \phi_s + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

Où P est la pression moyenne, μ est la viscosité dynamique de l'huile, et U est la vitesse du segment instantané décrite par une fonction quasi harmonique de la position angulaire θ du vilebrequin. Les facteurs d'écoulement de la pression ϕ_p et de la géométrie ϕ_g représentent l'effet de la rugosité sur le débit de Poiseuille, et le facteur d'écoulement en cisaillement ϕ_c représente l'effet de la rugosité sur le débit de Couette.

L'effort de cisaillement est également affecté par les aspérités des deux surfaces, et est calculé en utilisant des facteurs correctifs suivant la relation donnée par [9] :

$$\tau = \frac{\mu U}{h} (\phi_{fg} + \phi_{fc}) - \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} \quad (8)$$

Où ϕ_{fg} est le facteur correctif de géométrie, ϕ_{fc} est le facteur correctif de contrainte de cisaillement, et ϕ_{fp} est le facteur correctif de pression.

3.5. Modélisation de l'orientation du motif des aspérités

L'orientation du motif des aspérités à une influence énorme sur les facteurs d'écoulement, qui donnent la possibilité d'analyser l'influence de la texturation d'une surface proposée. Les propriétés directionnelles de ces orientations sont décrites par un paramètre adimensionnel Λ [10], qui est défini comme un rapport entre les fonctions d'auto corrélation le long des directions orthogonales X, Y à travers la surface, il est exprimé par la relation suivante :

$$\Lambda = \frac{ACF(0.5X)}{ACF(0.5Y)} \quad (9)$$

Où ACF est une auto corrélation définie par :

$$ACF(\Delta X) = \frac{ACV(\Delta X)}{\sigma^2} \quad (10)$$

Avec ACV , la fonction d'autocovariance du déplacement ΔX écrite en forme discrète pour la caractérisation de la rugosité des surfaces, et qui est définie par :

$$ACV\left(\Delta X = \frac{kL}{N}\right) = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^{N-k} r_n r_{n+k} \quad (11)$$

Où r est la longueur de l'aspérité, N est le nombre de points digitalisés dans un profil, n dénote un point individuel, et L est la longueur du profil.

3.6. Modélisation du contact entre aspérités

Le contact entre deux surfaces rugueuses est décrit en utilisant le modèle développé par Greenwood et Tripp [11], en utilisant une corrélation développée par Grabon [12], le modèle décrit la relation de la pression élastique entre deux aspérités en contact avec une certaine distance :

$$P_c = \begin{cases} K' E' A_c \left(\Omega - \frac{h}{\sigma} \right)^2 & \frac{h}{\sigma} \leq \Omega \\ 0 & \frac{h}{\sigma} > \Omega \end{cases} \quad (12)$$

Où P_c est la pression due au contact entre aspérités, K' est une constante liée à la

géométrie et à la distribution des aspérités, E' est le module d'élasticité composite, A_c est la surface réelle du contact, Ω est le ratio de h / σ au-delà duquel la pression de contact est supposée négligeable.

Le coefficient K' est donné par :

$$K' = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (13)$$

Où η est la densité des aspérités par unité de surface, et β est le rayon de courbure des aspérités.

Le module d'élasticité composite E' est donné par :

$$E' = \frac{2}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (14)$$

Avec ν_1 et ν_2 qui sont les coefficients de Poisson des surfaces 1 et 2, respectivement.

La surface réelle du contact est donnée par :

$$A_c = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{5/2}(H_\sigma) \quad (15)$$

Avec $F_{5/2}(H_\sigma)$ la probabilité de distribution des aspérités.

La relation donnée dans l'équation 12 doit être intégrée dans le modèle pour obtenir une force de contact total pour le segment et la chemise. Cela peut être fait numériquement, si la topographie des surfaces est fournie ou un modèle stochastique est utilisé. La méthode employée dans cette étude utilise un modèle stochastique, basé sur l'utilisation du système des courbes de fréquence de Pearson, qui peut décrire les caractéristiques de surface à base de rugosité RMS.

3.7. Calcul du frottement entre segment-chemise

Les équations (3), (7) doivent être résolues simultanément pour trouver la pression hydrodynamique et l'épaisseur du film d'huile. Une fois que cela est fait, un algorithme itératif avec un pas réglable est utilisé pour calculer la force de frottement dans le contact segment-chemise. La force totale du frottement est la somme de trois composantes [13], une due au contact des aspérités, une due au cisaillement du lubrifiant, et une autre qui vient du contact segment/gorge de segment. Elle est exprimée par la relation :

$$F_f = F_{f,c} + F_{f,hyd} + F_g \quad (16)$$

La force de frottement due au contact des aspérités est supposé être proportionnel à la pression de contact des aspérités, et est donné par :

$$F_{f,c} = \tau \cdot A_c + \alpha \cdot P_c \quad (17)$$

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

La force du frottement due au cisaillement du fluide dite force de frottement hydrodynamique est déterminée à l'aide de la loi de Newton :

$$F_{f,hyd} = \int \left(\frac{\mu U}{h} (\phi_{fg} + \phi_{fc}) - \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dA \quad (18)$$

La force de frottement entre segment est gorge de segment peut être calculé en utilisant la loi fondamentale de la dynamique à partir de l'équilibre des forces radiales appliqués sur le segment.

3.8. Calcul de la viscosité du lubrifiant

La viscosité de l'huile de lubrification dépend de la température de la chemise. Dans cette étude, la viscosité cinématiques change exponentiellement avec la température et est calculée par l'équation de Vogel [13].

$$\nu(T) = z \cdot e^{\left(\frac{T_1}{T_2 + T} \right)} \quad (19)$$

Où ν est la viscosité cinématique, T est la température au sein du film d'huile, z est un paramètre décrivant l'épaisseur de l'huile, T_1 et T_2 sont des constantes liées à la température de transition vitreuse.

D'importantes variations de la température dans le moteur (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. 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.

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

$$\nu = \nu_0 \frac{1 + \frac{\nu_\infty}{\nu_0} \left(\frac{\gamma}{\chi} \right)^m}{1 + \left(\frac{\gamma}{\chi} \right)^m} \quad (20)$$

Où ν_0 , ν_∞ et γ 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, χ et est le taux de cisaillement critique, qui contrôle la vitesse de cisaillement à laquelle la transition de la viscosité se produit.

La mesure de la température le long de la chemise est estimée en utilisant la corrélation de Harigaya [13], cette expression est basée sur la racine carrée de la distance du segment des points morts. Elle est donnée par :

$$T_c(l) = T_{PMH} - (T_{PMH} - T_{PMB}) \left(\frac{l}{L_c} \right)^{0.5} \quad (21)$$

Où l est la position sur la chemise relative aux PMH et L_s est la course du moteur.

4. MODELISATION NUMERIQUE

La technique des différences finies centrées a été utilisée pour discrétiser l'équation de Reynolds sur le domaine de l'étude. La méthode multi grilles avec un nombre important de point a été employés dans les deux directions pour bien modéliser les ondulations et les aspérités de la surface. 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 converger 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 σ , 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 zone 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.

5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Le modèle numérique a été développé pour un segment d'étanchéité d'un moteur diesel fonctionnant avec une huile 5W40 d'une viscosité cinématique à 40 °C de 90 mm²/s, le modèle prend aussi en considération les paramètres de rugosités des deux surfaces, le temps de calcul nécessaire est approximativement 20 minutes.

Les résultats du coefficient de frottement et de l'épaisseur minimale du film d'huile sont illustrés dans les figures suivantes.

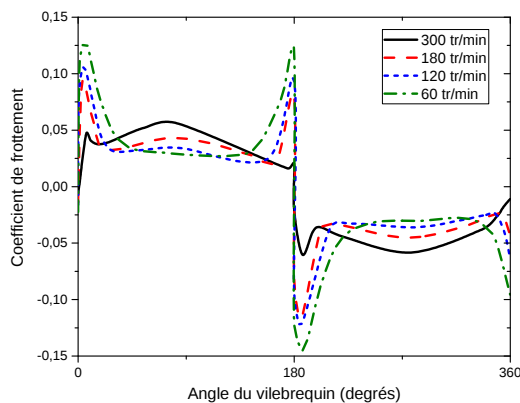


Figure 4. Effet de la vitesse sur le coefficient de frottement (charge 30 N)

Les effets de la vitesse et de la charge sur le coefficient de frottement sont illustrés dans les figures 4 et 5. 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.

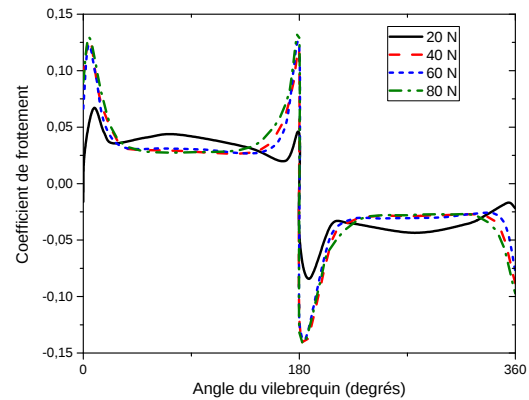


Figure 5. Effet de la charge sur le coefficient de frottement ($V = 120$ tr/min)

L'épaisseur du film d'huile est illustrée dans la figure 6 pour différentes vitesses. 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.

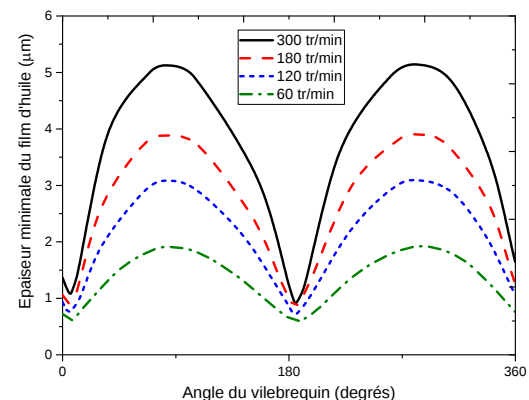


Figure 6. Effet de la vitesse sur l'épaisseur du film d'huile (charge 30 N)

La figure 7 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 produise pas aux points morts, mais environ 10-15 degrés après.

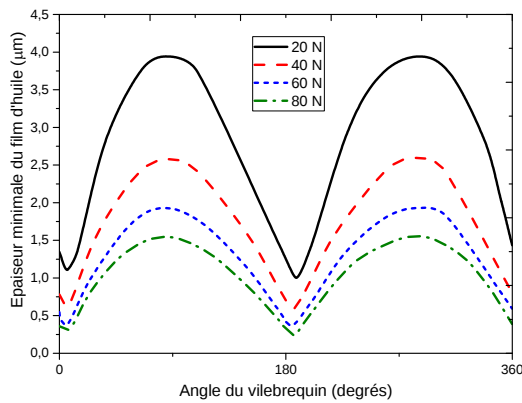


Figure 7. Effet de la charge sur l'épaisseur du film d'huile ($V = 120$ tr/min)

L'orientation du motif des aspérités a aussi une grande influence sur la pression générée au sein du film d'huile (figure 8), une bonne topographie développe une bonne pression hydrodynamique, et influence fortement le coefficient de frottement et l'épaisseur du film d'huile (figures 9 et 10).

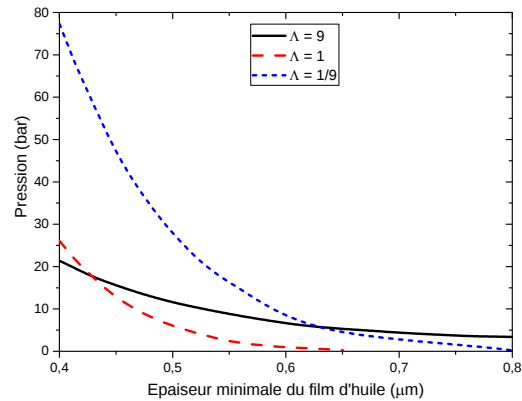


Figure 8. Effet de l'orientation des aspérités sur la pression générée au sein du film d'huile

Le motif orienté selon la direction de l'écoulement ($\Lambda < 1$) favorise le débit, ce qui se traduit par un accroissement de la valeur de la portance lorsque h augmente. C'est l'inverse dans le cas d'une orientation transversale.

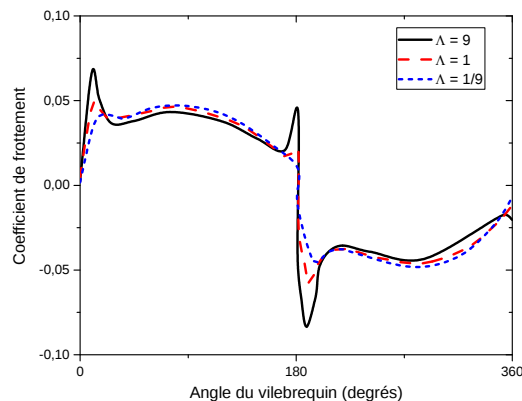


Figure 9. Effet de l'orientation du motif des aspérités sur le coefficient de frottement (charge 20 N, $V = 120$ tr/min)

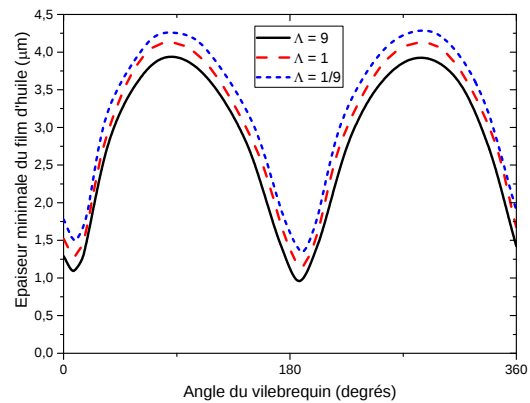


Figure 10. Effet de l'orientation du motif des aspérités sur l'épaisseur du film d'huile (charge 20 N, $V = 120$ tr/min)

La figure 11 représente l'épaisseur du film d'huile aux alentours du point mort haut, 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.

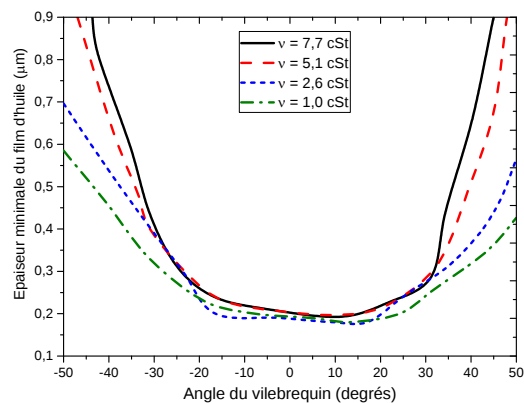


Figure 11. Effet de la viscosité de l'huile sur l'épaisseur du film d'huile (près du PMH)

6. CONCLUSION

Le contact segment chemise représente le tiers des pertes par frottements dans le moteur à combustion interne, influençant ainsi 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.

Dans cet article, une analyse du contact segment chemise a été présentée dans différents régimes de lubrification en prenant en compte l'effet de la rugosité des surfaces sur le comportement du contact.

Les méthodes numériques qui ont été utilisées pour la résolution des équations qui régissent le contact sont largement utilisées dans les

applications de la dynamique des fluides ; Après la validation du modèle proposé, et la comparaison avec des modèles existants où 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, etc.

Le code de calcul proposé, qui se base sur le modèle développé, s'avère un outil efficace et relativement rapide pour l'approximation des différents paramètres du contact. Comme les résultats obtenus dépendent fortement des paramètres initialement proposés, plusieurs calculs paramétriques ont été effectués, qui nous ont permis d'établir des critères optimaux sur la rugosité et les motifs de texturation de surface à choisir. Il pourra donc être 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.

En perspective, le couplage de ce modèle avec des modèles de thermiques et de dynamique du segment dans sa gorge, peut déboucher sur des résultats numériques qu'on peut comparer avec des résultats expérimentaux plus proches de la réalité.

REFERENCES

- [1] Mishra P.C., 2014. A review of piston compression ring tribology, *Tribology in Industry*, Vol. 36 (3), 269-280.
- [2] Holmberg K., Andersson P. & Erdemir A., 2012. Global energy consumption due to friction in passenger cars, *Tribology International*, Vol. 47 (2), 221-234.
- [3] Kapsiz M., Durat M. & Ficici F., 2011. Friction and wear studies between cylinder liner and piston ring pair using Taguchi design method, *Advances in Engineering Software*, Vol. 42 (8), 595-603.
- [4] Patir N., Cheng H. S., 1978. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, *Journal of Lubrication Technology*, Vol.100 (1), 12-17.
- [5] Sandoval D., Heywood J. B., 2003. An improved friction model for spark-ignition engines, *SAE Transactions*, Vol. 112 (3), 1041-1052.

[6] Ma Z., Henein A. & Bryzik W., 2006. A model for wear and friction in cylinder liners and piston rings, *Tribology Transactions*, Vol. 49 (3), 315-327.

[7] Mezghani S., Demirci I., Zahouani H. & El Mansori M., 2012. The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction, *Precision Engineering*, Vol. 36 (2), 210-217.

[8] Akalin O., Newaz G. M., 2001. Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: Part I—Analytical results, *Journal of Tribology*, Vol. 123 (1), 211-218.

[9] McGrogan S., Tian T., 2010. Numerical simulation of combustion-driven oil transport on the top land of an internal combustion engine piston, *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (4), 243-256.

[10] Zhu D., Wang Q. J., 2013. Effect of roughness orientation on the elastohydrodynamic lubrication film thickness, *Journal of Tribology*, Vol. 135 (3), 031501-031510.

[11] Greenwood J. A., Tripp J. H., 1970. The contact of two nominally flat rough surfaces, *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 185 (1), 625-633.

[12] Grabon W., Koszela W., Pawlus P. & Ochwat S., 2013. Improving tribological behaviour of piston ring-cylinder liner frictional pair by liner surface texturing, *Tribology International*, Vol. 61 (1), 102-108.

[13] Harigaya Y., Suzuki M., Toda F. & Takiguchi M., 2006. Analysis of oil film thickness and heat transfer on a piston ring of a diesel engine: Effect of lubricant viscosity. *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 128 (3), 685-693.

[14] Johansson S., Nilsson P. H., Ohlsson R., Anderberg C. & Rosén B. G., 2008. New cylinder liner surfaces for low oil consumption, *Tribology International*, Vol. 41 (9), 854-859.

[15] Johansson S., Nilsson P. H., Ohlsson R. & Rosén B. G., 2011. Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact, *Wear*, Vol. 271 (3), 625-633.

NOMENCLATURE

A_c	Surface réelle du contact
B_1	Largeur supérieure du segment
B_2	Largeur inférieure du segment
E'	Module d'élasticité composite
F_f	Force du frottement
$F_{f,c}$	Force du frottement due au contact des aspérités
$F_{f,hyd}$	Force de frottement hydrodynamique
h_{min}	Épaisseur minimale du film d'huile
h_T	Épaisseur du film d'huile locale
$h(x)$	Épaisseur du film d'huile nominale
K'	Constante liée à la distribution d'aspérité d'une surface
PMH	Point mort haut
PMB	Point mort bas
P_1	Pression du gaz au-dessus du segment (Côté chambre de combustion)
P_2	Pression du gaz au-dessous du segment (Côté vilebrequin)
P_b	Pression du gaz à l'arrière du segment
P_c	Pression due au contact des aspérités

P_{hyd}	Pression hydrodynamique
R	Rayon du cylindre
L_c	Longueur de la course
T	Température au sein du film d'huile
T_c	Température de la chemise
T_s	Tension du segment
U	Vitesse du segment
V	Vitesse du moteur
x_1	Point d'attachement du film d'huile au segment
x_2	Point de détachement du film d'huile au segment
α	Coefficient de frottement
β	Rayon de courbure des aspérités
θ	Position angulaire du vilebrequin
ν	Coefficient de Poisson
ν	Viscosité cinématique du lubrifiant
ρ	Masse volumique de l'huile
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant
σ	Moyenne quadratique des rugosités
η	Densité des aspérités par unité de surface
ϕ_p	Facteur d'écoulement de la pression
ϕ_g	Facteur d'écoulement de la géométrie
ϕ_c	Facteur d'écoulement du cisaillement
ϕ_{fg}	Facteur correctif de géométrie
ϕ_{fc}	Facteur correctif de contrainte de cisaillement
ϕ_{fp}	Facteur correctif de pression
τ	Effort de cisaillement