

Effets thermiques sur les caractéristiques tribologiques du contact piston-cylindre dans un moteur à combustion interne

MAAMAR. BELAHCENE ¹, REDHA. MAZOUZI ¹, AHMED. KELLACI ¹,
BENYOUCEF. KHELIDJ ¹, ABDELKADER. KARAS ¹

¹ *Laboratoire des Fluides Industriels, Mesures et Application (FIMA).*

Université de Khemis Miliana. Algérie
belahcene_m@hotmail.fr

Résumé : Cette étude présente une analyse numérique de la lubrification thermohydrodynamique d'un piston de moteur à combustion interne. Le modèle thermohydrodynamique est défini par l'équation de Reynolds, les équations d'équilibre ainsi que l'équation d'énergie.

L'étude a permis d'évaluer l'effet thermique sur les caractéristiques tribologiques du contact, telles que l'épaisseur minimal du film d'huile, la pression hydrodynamique et les forces de frottement. L'effet de la variation de la viscosité en fonction de la température sur les caractéristiques du contact a été aussi examiné.

Mots clés : température, viscosité, frottement, pression, épaisseur d'huile.

1. Introduction

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

Plusieurs travaux ont été réalisés sur la lubrification du contact piston-cylindre. Les détails de l'interaction jupe-chemise dépendent de divers paramètres. Dans le but de déterminer l'influence de ces paramètres, d'intenses recherches, à la fois expérimentales et numériques ont été menées sur la lubrification de la jupe et le mouvement secondaire du piston. Des modèles numériques variés sont développés [1-3], en incluant dans quelques cas le rôle de la lubrification et de l'élasticité de la jupe, sans tenir compte des effets thermiques sur les caractéristiques tribologiques du contact.

Dans cette étude, un modèle mathématique d'une jupe de piston en lubrification mixte est présenté. Il considère les effets thermiques sur les caractéristiques tribologiques de contact telles que la pression hydrodynamique, l'épaisseur du film d'huile et la force de frottement. Le champ de pression hydrodynamique est calculé par la méthode des différences finies. La résolution de l'équation de l'énergie par la méthode de Gauss Siedel avec sur relaxation permet de déterminer le champ de température.

2. Mise en équation

2.1 Equation de mouvement

Toutes les équations sont données et décrites par Mazouzi et al. [4]. Les équations du mouvement sont déterminées sur la base de l'équilibre dynamique de tous les forces et des moments appliqués au piston. Ces équations sont exprimées sous forme matricielle par :

$$\begin{bmatrix} m_{pist} \left(1 - \frac{b}{L}\right) + m_{axe} \left(1 - \frac{a}{L}\right) & m_{pist} \frac{b}{L} + m_{axe} \frac{a}{L} \\ \frac{I_{pist}}{L} + m_{pist} (a-b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & -\frac{I_{pist}}{L} + m_{pist} (a-b) \frac{b}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e}_h \\ \ddot{e}_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_h + F_s \\ M_h + M_s \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Dans ces équations, a , b et L sont les paramètres géométriques, m_p et m_a sont les masses du piston et de l'axe respectivement, et I_p est le moment d'inertie du piston par rapport à son centre de gravité.

2.2 Equation de Reynolds

L'équation de Reynolds, qui régit la génération de la pression hydrodynamique est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_h}{\partial y} \right) = 6U \frac{dh}{dy} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

Les conditions aux limites générales pour la résolution de l'équation de Reynolds sont :

$$\begin{cases} p_h(\theta, y) = 0 & y = 0, y = L \\ \frac{\partial p_h}{\partial \theta} = 0 & \theta = 0, \theta = \pi \\ p_h(\theta, y) = 0 & \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2 \end{cases} \quad (3)$$

2.3 Équation de l'épaisseur de film lubrifiant

L'épaisseur du film d'huile entre la jupe et la paroi du cylindre peut être exprimée par

$$h(y, \theta, t) = c + e_h(t) \cos(\theta) + (e_b(t) - e_h(t)) \frac{y}{L} \cos(\theta) \quad (4)$$

où c représente l'épaisseur géométrique nominale du film.

2.4 Equation de la viscosité en fonction de la température

Les effets thermiques jouent un rôle prépondérant dans le fonctionnement des contacts lubrifiés. Deux approches ont été proposées pour tenir compte de l'effet thermique en lubrification. Il s'agit de l'étude thermique globale (TG) et de l'étude thermohydrodynamique (THD).

La première consiste à évaluer, à partir de la théorie isotherme, l'énergie dissipée dans le film, ce qui permet de calculer une température moyenne de fonctionnement. La seconde consiste à résoudre simultanément dans le film l'équation de l'énergie et l'équation de Reynolds qui permet de tenir compte de la variation de la viscosité à travers l'épaisseur du film.

Pour déterminer la viscosité du lubrifiant au cours du cycle moteur, nous avons utilisé l'équation de Vogel [5] qui est la plus adaptée au cas étudié :

$$\mu(T) = \rho a_0 \exp \left[\frac{\theta_1}{(\theta_2 + T)} \right] \quad (5)$$

Où a_0 , θ_1 et θ_2 sont des paramètres de corrélation de Vogel.

2.5 Equations de la température

2.5.1 Étude thermique globale (TG)

La température de l'huile varie légèrement entre le haut et le bas de la jupe, et elle varie assez substantiellement entre la position du point mort haut (PMH) et la position du point mort bas (PMB). Pour définir cette variation, nous utilisons la corrélation de Woschni [6] :

$$T(x) = T_{PMH} - (T_{PMH} - T_{PMB}) \sqrt{\frac{x}{S}} \quad (6)$$

Où $T(x)$ est la température de la chemise, supposée être la même que la température du lubrifiant, x est la position sur la chemise (mesuré à partir du PMH), T_{PMH} et T_{PMB} sont les températures au PMH et au PMB respectivement. Le profil de température est indiqué dans la figure 1.

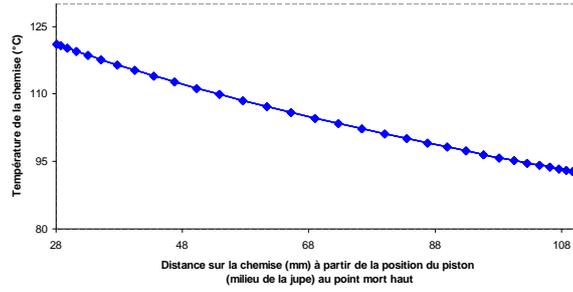


Figure 1 : Température de la chemise en fonction de la position.

2.5.2 Etude thermohydrodynamique (THD)

L'équation de l'énergie permet de déterminer le champ de température au sein du film d'huile. Dans le cadre de la mécanique des films minces visqueux, l'équation de l'énergie [7] peut se simplifier considérablement, compte tenu du fait que l'épaisseur du film est très faible devant son étendue :

$$\rho c_p \left(U \frac{\partial T}{\partial y} \right) = K_c \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) + \phi \quad (7)$$

Avec ϕ est la dissipation visqueuse, exprimée par :

$$\phi = -\frac{\eta U^2}{h^2} + \frac{U}{2} \frac{\partial P_h}{\partial y} \quad (8)$$

Les conditions aux limites pour la résolution de l'équation de l'énergie sont données ci-dessous :

$$\begin{cases} y = 0 & T = T_0 \\ y = L & \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

et

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0 \text{ pour } \theta = 0 \text{ et } \theta = \pi \quad (10)$$

3. Résultats et discussions

Les figures 2 (a) et 2 (b) représentent la variation de la température et de la viscosité au cours du cycle respectivement.

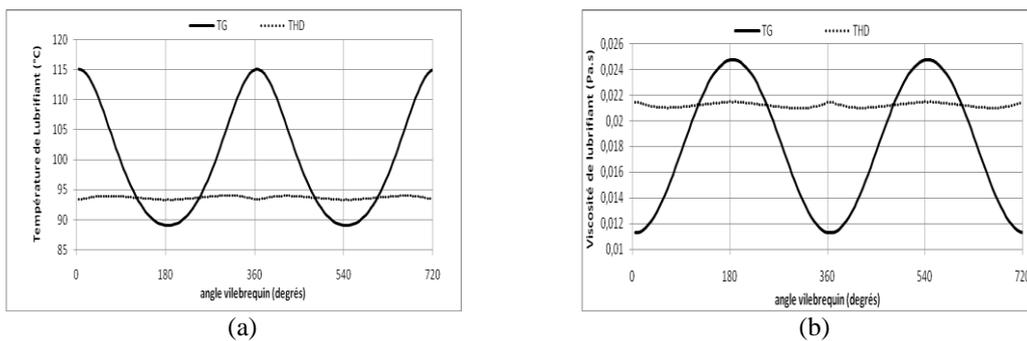


Figure 2 : (a) Variation de la température, (b) Variation de la viscosité

Dans l'étude thermique globale, une température moyenne du lubrifiant est déterminée à partir de la température du solide (chemise). On observe que la température varie de 89 °C jusqu'à 115 °C au cours du cycle moteur. Dans l'Etude ThermoHydroDynamique (THD), la variation est de l'ordre de 1 K, de 93 °C jusqu'à 94 °C. Cette différence s'explique par le modèle utilisé. Dans l'étude TG, les valeurs de la température sont liées au déplacement axial du piston entre le PMH et le PMB, mais dans l'étude THD ces valeurs sont obtenues à partir de la résolution numérique de l'équation de l'énergie qui décrit le modèle réel de transfert de chaleur dans le mécanisme de fonctionnement du piston.

Les variations de la température influent directement sur la viscosité du lubrifiant. Dans l'étude THD, la viscosité varie légèrement vu que la variation de la température n'est pas importante. Par contre dans l'étude TG, on remarque des grandes variations de la viscosité causées par la variation de la température, la relation entre la température et la viscosité est inversement proportionnelle.

La figure 3 représente l'évolution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant sur l'ensemble du cycle moteur pour les deux cas étudiés.

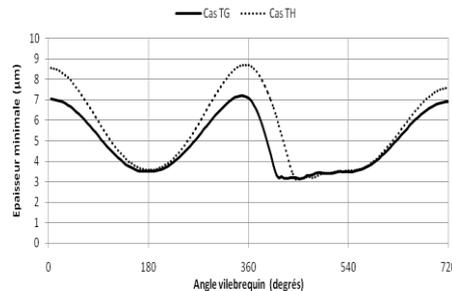


Figure 3 : Epaisseur minimale du film au cours du cycle

Sur l'ensemble du cycle, on remarque que l'épaisseur minimale diminue au PMB et au PMH et qu'elle augmente au milieu de la course. Généralement l'épaisseur du film d'huile dans l'étude THD est plus grande par rapport à celle de l'étude TG à cause d'une viscosité plus grande dans une grande partie du cycle pour le cas THD comme le montre la figure 2 (b). Dans le cas d'une lubrification hydrodynamique l'épaisseur devient plus grande avec l'augmentation de la viscosité. Cette épaisseur est de l'ordre de 3 µm durant tout le processus de détente.

Le tableau (1) présente une comparaison entre les caractéristiques tribologiques de contact pour le modèle TG et le modèle THD.

Tableau 1 : Comparaison entre modèle TG et THD

	P_h (MPa)	h (µm)	F_f (N)
TG	5,878	3,146	22,84
THD	6,146	3,127	17,05

On constate que la pression hydrodynamique maximale est plus élevée dans l'étude THD que dans l'étude TG. Par contre, dans l'étude TG la valeur de l'épaisseur minimale de film d'huile et la valeur de la force de frottement sont plus élevée à celles de l'étude THD. Cette différence est liée directement à l'évolution de la viscosité de lubrifiant, l'augmentation de la viscosité de lubrifiant cause une augmentation de l'épaisseur de film et une diminution de la pression hydrodynamique.

4. Conclusion

Cette étude présente une modélisation numérique de la lubrification ThermoHydroDynamique de contact piston-chemise dans un moteur à combustion interne. On constate que la température affecte directement la viscosité dans un régime ThermoHydroDynamique. En effet la relation entre la viscosité et la température est inversement proportionnelle. Le choix du modèle thermique a une grande influence sur l'évolution des différentes caractéristiques du contact.

Nomenclature

a distance vertical entre le sommet de la jupe et l'axe de piston, m

b distance vertical entre le sommet de la jupe et le centre de masse, m

c	jeu radial entre le piston et le cylindre, m	m_{axe}	masse de l'axe, kg
c_p	chaleur spécifique d'huile, $J.kg^{-1}K^{-1}$	m_{pist}	Masse de piston, kg
e_h, e_b	excentricité du haut et du bas de la jupe, m	P_h	pression hydrodynamique, Pa
F_f	force de frottement total, N	R	rayon de vilebrequin, m
F_h	force hydrodynamique, N	S	course de piston, m
h	épaisseur de film lubrifiant, m	T	température de lubrifiant, K
I_{pist}	moment d'inertie du piston par rapport à l'axe, $kg.m^2$	T_0	température initiale, K
L	longueur de la jupe du piston, m	t	temps, s
M_h	moment hydrodynamique, $N.m$	U	vitesse axiale du piston, $m.s^{-1}$
θ	coordonnée angulaire, rd	y	coordonnée axiale, m
μ	viscosité dynamique de l'huile, $Pa.s$	\ddot{e}_h, \ddot{e}_b	accélération de translation haute et basse due au mouvement secondaire, m/s^2
		ρ	masse volumique de lubrifiant, $kg.m$

Références

- [1] D. Zhu, H.S. Cheng, A numerical analysis for piston skirt in mixed lubrication, Part II: Deformation considerations, *ASME J. Tribology* 115, 125–133, 1993.
- [2] Z. Dursunkaya, R. Keribar, V. Ganapathy, A model of piston secondary motion and elastohydrodynamic skirt lubrication, *ASME Paper 93-ICE-7, Energy-Sources Technology Conference & Exhibition*, Houston, 1993.
- [3] V.W. Wong, T. Tian, H. Lang, P. Ryan, Y. Sekia, Y. Kobayashi, S. Aoyama, A numerical model of piston secondary motion and piston slap in partially flooded elastohydrodynamic skirt lubrication, *Annual Congress and Exposition*, Detroit, MI, SAE Paper 940696, 1994.
- [4] R. Mazouzi, P. Maspeyrot, A. Kellaci, D.D. Rahal, Effet des paramètres de conception du piston sur le frottement jupe-chemise, *Revue Mécanique et Industrie* 10, 91-101, 2009.
- [5] A. Cameron, « Basic lubrication theory », *Third Edition* (published by Ellis Horwood Ltd., 1983)
- [6] G. Woschni, and K. Zeilinger, Vorausberechnung des Kolbenringverhaltens, *FFV Workshop, Tribosystem Kolben-kolbenring-Zylindgerlauffache*, VDMA-Haus Frankfurt 10, okt., 1989
- [7] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer, 5th edition. New York, Wiley, 2002.