

Effet thermomécanique sur la lubrification hydrodynamique D'un Piston de Moteur à Combustion Interne

Miloud Tahar Abbès, Patrick Maspeyrot, Abdelhamid Bounif & Jean Frêne

*Département de mécanique
Laboratoire de Mécanique des Solides
UHBB, Chlef, Algérie. Université de Poitiers
taharabbes@yahoo.fr*

Résumé :

Cet article présente l'analyse du comportement élastohydrodynamique d'un piston à jupe solide de moteur Diesel à injection directe. Le mouvement secondaire, couplé avec l'effet de la lubrification du piston, est simulé en tenant compte de l'effet simultané des charges thermiques et mécaniques.

Les résultats montrent la grande importance de l'effet des déformations thermomécaniques et des paramètres de design sur le comportement élastohydrodynamique du piston.

Abstract:

This paper presents the elasto-hydrodynamic behaviour of a solid skirt piston of a direct injection diesel engine. The secondary movement, coupled with the effect of piston lubrication is simulated. It takes into account the effects of thermal and mechanical load

The results obtained show the large importance of the thermomechanical effect and the parameter of design on piston's elasto-hydrodynamic.

Mots-clefs :

Mouvement secondaire; élastohydrodynamique

1 Introduction

Un modèle numérique de comportement élastohydrodynamique de piston à jupe solide de moteur Diesel à injection directe est analysé dans cet article. Une application est faite sur le piston 120x125 du moteur 'Deutz' V8 type F8L413.

Le piston évolue dans un milieu complexe où différents problèmes rencontrés font l'objet d'intenses et continues investigations. Le bruit dû à l'impact latéral du piston sur la paroi du cylindre et les frottements en résultant sont les problèmes les plus préoccupants. L'objectif est de réduire leur portée afin d'améliorer la performance du moteur et augmenter sa durée de vie. Ces deux problèmes sont liés à l'interaction jupe-cylindre dont les principaux éléments sont les déformations thermomécaniques, dues à l'expansion thermique du piston, l'action de pression des gaz de combustion, agissant sur le fond du piston, et les déformations dues aux forces inertielles, résultant de la très grande accélération du piston. Ces interactions influencent le mouvement secondaire du piston composé d'une translation perpendiculaire au cylindre et d'une rotation du piston autour de son axe. Ce mouvement est de faible amplitude mais il a une grande importance sur la performance du moteur. En effet, le bruit moteur et les frottements piston-cylindre sont directement reliés à ce mouvement.

Les études élastohydrodynamiques du piston sont apparues vers la fin des années 80. Oh et al (1987) ont présenté l'analyse de la lubrification élastohydrodynamique de la jupe d'un

piston de moteur à combustion interne. Un modèle tridimensionnel d'éléments finis est utilisé pour calculer les déformations de la jupe. L'étude montre que la forme opérationnelle exacte de la jupe peut être déterminée seulement par une combinaison de l'analyse thermique et élastohydrodynamique du piston. Zhu et al (1992, 1993) ont développé un modèle basé sur l'utilisation de la matrice de compliance extraite d'un modèle d'éléments finis. Cette étude montre que les déformations thermiques et de contact constituent les effets élastiques les plus importants sur la lubrification et le frottement de la jupe, tandis que les déformations de l'ensemble jupe-cylindre induites par l'effet de la pression sont moins significatifs. Dursunkaya et al (1994) ont développé un modèle de lubrification élastohydrodynamique de jupe de piston où les interactions précédentes sont préservées. L'auteur montre l'importance de l'action combinée des différentes interactions et leur influence sur le mouvement secondaire du piston.

2 Equations de base

Les équations de base sont données par le modèle de lubrification hydrodynamique de piston de moteur à combustion interne présenté par Li *et al* (1983). Les équations du mouvement secondaire, défini par le couple d'excentricités du haut et du bas de la jupe (e_h , e_b), sont obtenues à partir de l'équilibre des forces et moments agissant sur le piston isolé (Fig. 1b) :

$$\begin{bmatrix} m_{\text{pist}} \left(1 - \frac{b}{L}\right) + m_{\text{axe}} \left(1 - \frac{a}{L}\right) & m_{\text{pist}} \frac{b}{L} + m_{\text{axe}} \frac{a}{L} \\ \frac{I_{\text{pist}}}{L} + m_{\text{pist}} (a-b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & -\frac{I_{\text{pist}}}{L} + m_{\text{pist}} (a-b) \frac{b}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e}_h \\ \ddot{e}_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F + F_S \\ M + M_S \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Les équations ci-dessus sont couplées avec l'effet de la lubrification hydrodynamique. Dans le second membre apparaissent la force latérale de paroi et le moment de basculement du piston donnés par

$$\begin{aligned} F_S &= (F_G + \bar{F}_{IP} + \bar{F}_{IC}) \text{tg} \phi \\ M_S &= F_g C_p - \bar{F}_{IC} C_g \end{aligned} \quad (2)$$

Pour résoudre le système (1) il faut connaître les charges hydrodynamiques F et M . Ces charges sont dues à la pression hydrodynamique développée dans le film d'huile dans les zones de pression limitées par les arcs $-\theta_2$, θ_1 et θ_2 , $2\pi - \theta_2$ (Fig. 1a). La pression hydrodynamique est régie par l'équation adimensionnelle de Reynolds, (hypothèse d'un film mince incompressible avec écoulement laminaire) :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = -\bar{U} \left(\frac{(\varepsilon_b - \varepsilon_h) \cos \theta}{\bar{L}} + \frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{y}} \right) + \beta \left(\dot{\varepsilon}_h \cos \theta + (\dot{\varepsilon}_b - \dot{\varepsilon}_h) \frac{\bar{y}}{\bar{L}} \cos \theta \right) \quad (3)$$

et les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} \bar{p}(\bar{y}, \theta^*) &= 0 \text{ pour } \theta_1 \leq \theta^* \leq \theta_2 & \bar{p}(\bar{y}, -\theta) &= \bar{p}(\bar{y}, \theta) \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} &= \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\pi} = 0 & \bar{p}(0, \theta) &= \bar{p}(\bar{L}, \theta) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

L'épaisseur adimensionnée du film lubrifiant est approchée par :

$$\bar{h} = 1 + e_h(\bar{t}) \cos \theta + \frac{\bar{y}}{L} [e_b(\bar{t}) - e_h(\bar{t})] \cos \theta + \bar{f}(\bar{y}) + \bar{d}(\theta, \bar{y}, \bar{t}) \quad (5)$$

Le profil $\bar{f}(\bar{y})$, mesuré à partir de l'enveloppe d'un cylindre de rayon égal au rayon du piston, est introduit dans le but d'avoir une lubrification permanente de la jupe durant le mouvement axial du piston.

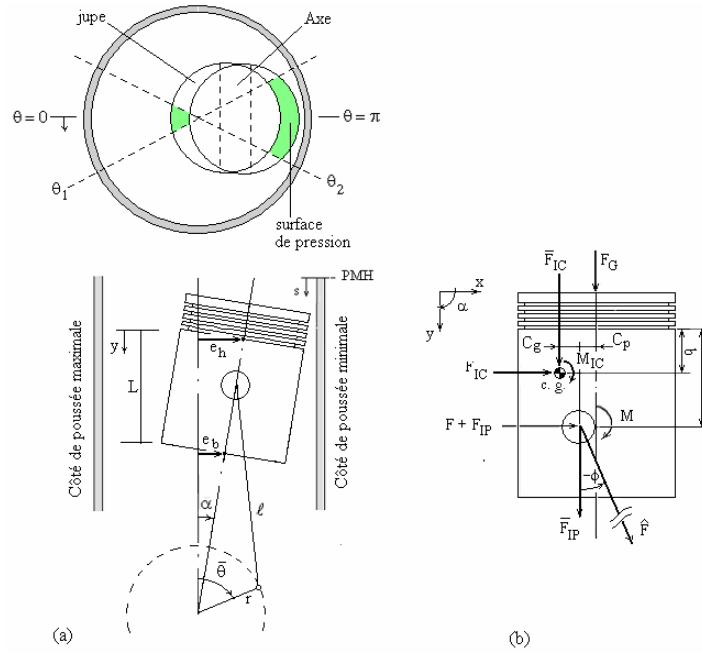


FIG. 1 – Représentation schématique de l'hydrodynamique du piston (a) et de son chargement (b)

La variable $\bar{d}(\theta, \bar{y}, \bar{t})$ est définie comme l'augmentation de jeu piston-cylindre résultant des déformations thermomécaniques données par :

$$\bar{d}(\theta, \bar{y}, \bar{t}) = \bar{d}_1(\theta, \bar{y}) + \bar{d}_2(\theta, \bar{y}, \bar{t}) + \bar{d}_3(\theta, \bar{y}, \bar{t}) \quad (6)$$

où $d_1(\theta, \bar{y})$, $d_2(\theta, \bar{y}, \bar{t})$ et $d_3(\theta, \bar{y}, \bar{t})$ sont les déformations dues à la température, à l'action de pression des gaz de combustion et à l'inertie du piston. La pression totale $\bar{p}(\bar{t})$ s'écrit

$$\bar{p}(\bar{t}) = -\bar{U}(\bar{t})\bar{p}_u + \dot{\varepsilon}_h(\bar{t})\bar{p}_{1c} + [\dot{\varepsilon}_h(\bar{t}) - \dot{\varepsilon}_b(\bar{t})]\bar{p}_{2c} \quad (7)$$

\bar{p}_u , \bar{p}_{1c} et \bar{p}_{2c} sont respectivement les pressions dans le film lubrifiant lors du mouvement axial, de translation et de basculement du piston. Le second membre de l'équation de Reynolds, régissant chacun des mouvements hydrodynamiques, est égal respectivement à $\frac{\varepsilon_b - \varepsilon_h}{L} \cos \theta + \frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{y}}$, $\beta \cos \theta$ et $\beta \frac{y}{L} \cos \theta$.

3 Méthode de résolution

Le mouvement secondaire du piston, régi par le système d'équations non linéaires (1), se présente comme un problème à valeurs initiales. Les excentricités recherchées $e_h(t)$ et $e_b(t)$ sont cycliques c'est-à-dire qu'elles se répètent identiquement sur une période de temps qui correspond à un cycle moteur. Au lieu d'intégrer directement le système d'équations, nous utilisons une méthode numérique itérative stable qui permet l'utilisation d'un nombre élevé de pas de temps. L'algorithme de résolution se fait selon les deux étapes suivantes:

Étape 1 : Résolution sans l'inertie du piston, $\ddot{e}_h = \ddot{e}_b = 0$

Le système d'équations (1) devient un système du premier ordre en $\dot{e}_h(\bar{t}), \dot{e}_b(\bar{t}), e_h(\bar{t}), e_b(\bar{t})$ soit,

$$\begin{cases} F[\dot{e}_h(\bar{t}), \dot{e}_b(\bar{t}), e_h(\bar{t}), e_b(\bar{t})] \\ M[\dot{e}_h(\bar{t}), \dot{e}_b(\bar{t}), e_h(\bar{t}), e_b(\bar{t})] \end{cases} - \begin{cases} F_S(\bar{t}) \\ M_S(\bar{t}) \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ 0 \end{cases} \quad (8)$$

La résolution de ce système se fait selon la procédure suivante:

- (a) Initialisation du couple de vitesses latérales (\dot{e}_h, \dot{e}_b) et d'excentricités (e_h, e_b)
- (b) Calcul à chaque pas de temps durant un cycle :
- Détermination de l'épaisseur \bar{h} du film d'huile selon l'équation (5). Calcul tenant compte des déformations thermomécaniques $d(x, y, z)$ déterminées par la méthode des éléments finis (Tahar Abbès et Al (2004)). Les déformations sont calculées en régime établi.
 - Obtention du couple d'excentricités à partir de l'excentricité totale, calculée à l'issue du pas angulaire précédent. L'excentricité ainsi connue permet de déterminer la nouvelle épaisseur \bar{h} . La connaissance de l'excentricité et de l'épaisseur permet alors de résoudre l'équation de Reynolds, spécifique à chaque mouvement. La méthode des différences finies est utilisée pour déterminer les pressions \bar{p}_u, \bar{p}_{1c} et \bar{p}_{2c} . Les charges hydrodynamiques $\bar{F}_u, \bar{F}_{1c}, \bar{F}_{2c}, \bar{M}_u, \bar{M}_{1c}$ et \bar{M}_{2c} sont calculées en utilisant les relations d'intégration de la pression développée dans le film lubrifiant pour chaque mouvement hydrodynamique, soit

$$\bar{F}_\ell = 2 \int_0^{\bar{L}} \int_0^\pi \bar{p}_\ell \cos \theta d\theta d\bar{y} \quad (9)$$

$$\bar{M}_\ell = 2 \int_0^{\bar{L}} \int_0^\pi \bar{p}_\ell (\bar{a} - \bar{y}) \cos \theta d\theta d\bar{y}$$

L'indice ℓ se référant à chacun des mouvements, désigné par 1c, 2c ou u.

- En développant, le système d'équations (8) s'écrit

$$\begin{bmatrix} F_{1c} - F_{2c} & F_{2c} \\ M_{1c} - M_{2c} & M_{2c} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{e}_h(\bar{t}) \\ \dot{e}_b(\bar{t}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_u \bar{U} + F_S(\bar{t}) \\ M_u \bar{U} + M_S(\bar{t}) \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Les forces hydrodynamiques calculées précédemment sont alors introduites dans (10).

- A la $i^{\text{ème}}$ itération, utilisant la méthode de Newton-Raphson modifiée, un nouveau couple de vitesses latérales du piston est donné par

$$\begin{Bmatrix} \dot{e}_h \\ \dot{e}_b \end{Bmatrix}^{(i+1)} = \begin{Bmatrix} \dot{e}_h \\ \dot{e}_b \end{Bmatrix}^{(i)} - \begin{Bmatrix} y_h \\ y_b \end{Bmatrix}^{(i)} \quad (11)$$

$\begin{Bmatrix} y_h \\ y_b \end{Bmatrix}^{(i)}$ est la solution du système d'équations (10)

- Les vitesses latérales étant déterminées, les excentricités sont données par les formules d'Euler

$$e_h(\bar{t} + \Delta\bar{t}) = e_h(\bar{t}) + \Delta\bar{t} \cdot \dot{e}_h(\bar{t}), \quad e_b(\bar{t} + \Delta\bar{t}) = e_b(\bar{t}) + \Delta\bar{t} \cdot \dot{e}_b(\bar{t}) \quad (12)$$

- (c) Le processus (b) est répété pour chaque cycle jusqu'à obtenir la convergence de la solution :

$$e_h(\bar{t}) = e_h(\bar{t} + 4\pi), \quad e_b(\bar{t}) = e_b(\bar{t} + 4\pi) \quad (13)$$

Etape 2 : Résolution avec l'effet de l'inertie du piston

En partant de la solution obtenue à l'étape 1, la procédure est répétée en tenant compte de l'effet de l'inertie du piston. Les accélérations $\ddot{e}_h(t)$ et $\ddot{e}_b(t)$ sont déterminées par un schéma de différences finies arrière. Dans cette étape, les forces et moments inertiels sont incorporés dans le système d'équations (1) comme une fonction connue additionnelle. La procédure est répétée jusqu'à la convergence de la solution.

4 Résultats

Un code de calcul est développé selon la méthode exposée dans la section 3. Le piston a un profil doublement tronconique

L'angle de vilebrequin est mesuré à partir du PMH au cours de la phase de détente. Le pas de temps choisi est de 1 degré. La solution, sans effet inertiel, est atteinte au bout de 5 à 6 cycles moteur correspondant à un temps machine assez important de 20 à 25 minutes. La solution, avec effet inertiel, est obtenue rapidement dès la première itération. Le mouvement est simulé en tenant compte des principaux paramètres de design du piston comme le jeu radial, le désaxage et le profil du piston.

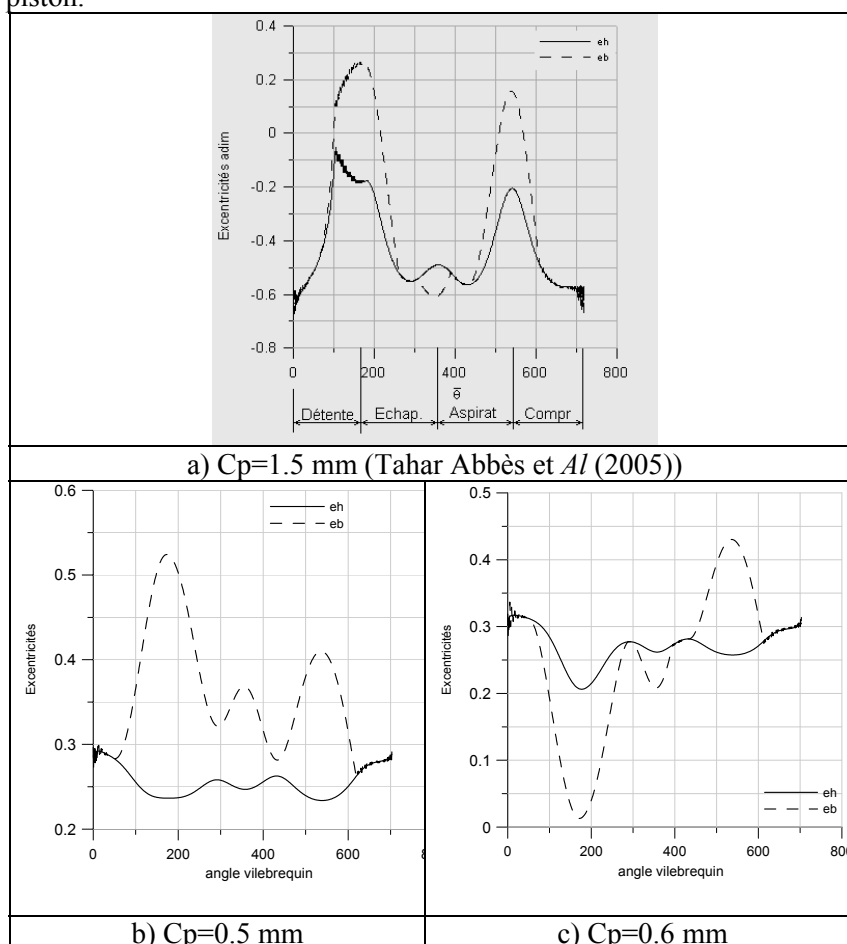


FIG. 2 – Effet des déformations thermomécaniques et du désaxage C_p sur le mouvement secondaire

La figure 2a montre le mouvement secondaire sans effet thermomécanique. Si on tient compte de l'effet thermique (Fig. 2b et 2c) il est montré que le piston se trouve constamment du côté de poussée minimale. Le mouvement du haut de la jupe a tendance à l'alignement tandis que le mouvement du bas du piston diminue en amplitude et a une allure proche de celle de la figure 2a et ce pour des valeurs de C_p inférieures ou égales à 0.5. Pour des valeurs de C_p supérieures à 0.5 le mouvement du bas du piston est amplifié du côté de poussée maximale comme le montre la figure 2c. Les résultats obtenus montrent que plus le jeu radial diminue plus l'amplitude du mouvement diminue et inversement.

5 Conclusions

Cette étude montre que le comportement élastohydrodynamique du piston est fortement influencé par l'effet thermomécanique et les paramètres de design comme le désaxage du piston, le jeu radial et le profil du piston. Le choix de ces paramètres apportera une réponse aux

problèmes les plus préoccupants principalement le bruit moteur et les frottements du piston-cylindre. En tenant compte de l'effet thermique, il est montré que le haut de la jupe a un mouvement de très faible amplitude et que le piston se trouve constamment du côté de poussée minimale. Les frottements hydrodynamiques étant liés au mouvement secondaire du piston, la partie qui sera le plus exposée au frottement sera le haut de la jupe du piston du côté de poussée minimale.

Références

- Oh, K. P., Li, C.H. & Goenka, P. K. 1987 Elastohydrodynamic Lubrication of Pistons Skirts. *ASME Journal Of Tribology*, Vol. **109**, pp. 356-362
- Zhu, D., Cheng, H. S., Arai T. & Hamai, K. 1992 A Numerical Analysis for Piston Skirt in Mixed Lubrication - Part I: Basic Modelling. *ASME Journal Of Tribology*, Vol. **114**, pp. 553-562
- Zhu, D., Hu, U.Z, Cheng, H. S. Arai, T. & Hamai, K. 1993 A Numerical Analysis for Piston Skirt in Mixed Lubrication-Part II: Deformations Considerations. *ASME Journal Of Tribology*, Vol. **115**, pp. 125-133
- Dursunkaya, Z., Keribar R. & Ganapathy V. 1994 A model of Piston Secondary Motion and Elastohydrodynamic Skirt Lubrication. *Journal Of Tribology*, Vol. **116**, pp. 777-785
- Li, D. F., Rhode S. M. & Ezzat, H. A. 1983 An automotive piston lubrication model. *ASLE Trans.* vol. 26, pp. 151-160
- Tahar Abbes, M., Maspeyrot, P. Bounif, A. & Frene, J. 2004 A thermomechanical model of a Direct Injection Diesel engine Piston. *Journal of Automobile Engineering part D*, Proceeding of the IMECH Engineering, Vol. **218**, pp. 395-409
- Tahar Abbes, M., Maspeyrot, P. Bounif, A. & Frêne, J. 2005 Un modèle hydrodynamique de jupe de piston de moteur à combustion interne. XVII^e CFM, Troyes, France

Nomenclature

R, r	Rayon du piston, rayon du vilebrequin (m)	
c, C _p	Jeu radial, désaxage (m)	
y	Coordonnée axiale du film fluide	$\bar{y} = y/R$
L	Longueur de la jupe (m)	$\bar{L} = L/c$
α	Angle de basculement du piston (rad)	
e _h , e _b	Excentricités du haut et du bas de la jupe (m)	$\varepsilon_h = e_h/c$, $\varepsilon_b = e_b/c$
ω	Vitesse de rotation du moteur (s ⁻¹)	
U	Vitesse axiale du piston (m/s)	$\bar{U} = U/r\omega$
h	Epaisseur du film lubrifiant (m)	$\bar{h} = h/c$
p	Pression hydrodynamique (Pa)	$\bar{p} = pc^2/(6\mu r\omega R)$
F, M	Force et moment hydrodynamique (N)	$\bar{F} = Fc^2/6\mu r\omega R^3$, $\bar{M} = Mc^2/6\mu r\omega R^4$
F _{IC} , \bar{F}_{IC}	Forces d'inertie dues à la masse du piston (N)	
F _{IP} , \bar{F}_{IP}	Forces d'inertie dues à la masse de l'axe (N)	
m _{pist} , m _{axe}	Masse du piston (Kg), masse de l'axe (Kg)	
μ	Viscosité du lubrifiant (Pa.s)	