

Etude du contact entre le coussinet et le logement dans un palier lisse

T.L. NGUYEN, A. FATU, D. SOUCHET

Département GMSC, Institut Pprime (CNRS-Université de Poitiers-ENSMA), 16021 ANGOULEME

Résumé :

La tête de bielle n'est pas un solide mono-corps mais un solide multi-corps. Le serrage des vis d'assemblage et les discontinuités des solides peuvent produire des phénomènes indésirables comme le glissement du coussinet dans son logement. Malgré des logiciels de calculs performants permettant de prédire le comportement des paliers il existe encore de nombreuses avaries notamment liées aux contacts entre le coussinet et son logement. La difficulté de la modélisation du contact coussinet/logement réside principalement dans l'interaction entre les différents solides et les conditions de fonctionnement. Pour résoudre ce problème, un couplage entre deux logiciels différents est présenté. Les champs de pression hydrodynamique de la lubrification du palier sont calculés par le logiciel ACCEL, et le comportement du contact entre le dos du coussinet et le logement soumis à des champs de pression est calculé par le logiciel ABAQUS. Le glissement relatif du coussinet par rapport au logement, et la déformation normale du coussinet au niveau de contact sont présentés.

Abstract :

The connecting rod is not a mono-body solid but a multi-body solid. The tightening of screws and discontinuities of solids can produce undesirable phenomena such as sliding of the bearing in its housing. Despite the performance of nowadays calculation software, there are still many bearing damages, especially in relation with the contact between the bearing shell and bearing housing. The difficulty of modeling the contact shell/housing lies mainly in the interaction between the different solids and the operating conditions. To solve this problem, a coupling between two different software is presented. Hydrodynamic pressure of the lubrication in the bearing is calculated by the software ACCEL and the behavior of the contact between the back of the shell and its housing under the effect of the pressure fields is calculated by the software ABAQUS. The results focuses on the relative sliding of the shell in its housing.

Mots clefs: palier, bielle, lubrification hydrodynamique

1 Introduction

Les contacts lubrifiés jouent un rôle important dans les systèmes mécaniques parce qu'ils réduisent principalement le frottement et évacuent la chaleur. D'après une étude récente [1], dans les moteurs thermiques, 28% de la consommation totale d'énergie est perdue via les frottements mécaniques et 22.5% de ces pertes sont dues aux paliers.

Dans les automobiles actuelles le palier de tête de bielle est soumis à des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères. Au cours des années précédentes, le comportement du palier a été étudié en commençant par l'étude du palier rigide jusqu'au palier flexible. Les analyses du contact arbre-coussinet ont été effectuées en prenant en compte les effets de déformations élastique et thermique, de la variation de la viscosité ou de la forme du palier. Les études ont été principalement centrées sur le problème de traitement de l'équation de Reynolds pour analyser la lubrification (elasto)hydrodynamique dans le contact [2][3].

La tête de bielle n'est pas un solide mono-corps (FIG. 1a) mais un solide multi-corps (FIG. 1b). Le serrage des vis d'assemblage et les discontinuités des solides peuvent produire des phénomènes indésirables comme le glissement du coussinet dans son logement.



FIG. 1 – Palier de tête de bielle mono-corps (a) et multi-corps (b)

Depuis quelques années, le comportement du contact entre les différentes parties du palier est étudié. D'abord, l'effet du serrage des vis est pris en compte dans les calculs [4]-[6]. Ensuite, le comportement du contact entre le chapeau et le corps est considéré [7]-[9]. Plus récemment, le glissement entre le coussinet et le logement est analysé dans le cas d'un chargement constant tournant, appliqué à l'intérieur du coussinet [10][11].

Cet article présente le phénomène de contact entre le coussinet et le logement d'un palier constitué de 4 solides, soumis à des champs de pression hydrodynamique qui sont produits dans un palier lubrifié.

2 Equations principales du problème élastohydrodynamique

On considère que le palier est lubrifié par un fluide incompressible iso-visqueux, que l'épaisseur du film lubrifiant est très faible devant les dimensions du palier, que les forces d'inertie au sein du film lubrifiant sont négligeables. De plus, l'écoulement est laminaire, et le milieu est continu, l'équation de Reynolds s'écrit sous la forme simplifiée :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

où p est la pression hydrodynamique, h est l'épaisseur de film, U est la vitesse relative suivant l'axe x du logement par rapport à l'arbre, t est le temps et μ la viscosité dynamique.

Dans les zones inactives, la pression hydrodynamique est constante et égale à la pression de cavitation ou à la pression ambiante. L'équation (1) devient alors:

$$U \frac{\partial(\rho_m h)}{\partial x} + 2 \frac{\partial(\rho_m h)}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

où ρ_m est la masse volumique du mélange homogène de fluide et de gaz.

En considérant la variable de remplissage $r = \frac{\rho_m h}{\rho}$, où ρ est la masse volumique du fluide, l'équation (2) s'écrit :

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

Afin de traiter simultanément des zones actives et inactives dans le palier, on peut regrouper les équations (1) et (2) en une seule en utilisant une variable universelle D [3]:

$$F \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + F \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} + (1 - F) \left(U \frac{\partial D}{\partial x} + 2 \frac{\partial D}{\partial t} \right) \quad (4)$$

où F est un coefficient dépendant des zones du film.

Pour les zones actives, la pression s'établit et s'équilibre avec la charge appliquée :

$$\begin{cases} D = p - p_{\text{ref}} \\ F = 1 \end{cases} \quad (5)$$

où p_{ref} est la pression de référence égale à la pression de cavitation ou de séparation. Cette pression est toujours inférieure à la pression p dans le film, c'est-à-dire : $p > p_{\text{ref}}$ et alors $D \geq 0$.

Pour les zones inactives, la loi de conservation du débit massique est appliquée :

$$\begin{cases} D = r - h \\ F = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Dans la zone inactive, la masse volumique du mélange ρ_m ne peut pas être supérieure à celle du fluide ρ , c'est-à-dire $\frac{\rho_m}{\rho} \leq 1$, donc $r = \frac{\rho_m h}{\rho} \leq h$ et $D \leq 0$.

L'épaisseur totale du film lubrifiant pour un problème EHD peut être s'écrire :

$$h(\theta, z, t) = h_0(\theta, z, t) + h_e(\theta, z, t) \quad (7)$$

où : $h_0(\theta, z, t)$ est l'épaisseur du film pour le cas d'un palier rigide (FIG. 2),

$h_e(\theta, z, t)$ est la déformation élastique des solides engendrée par les pressions hydrodynamiques dans le film d'huile et les effets inertiels.

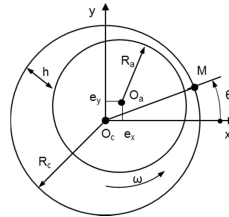


FIG. 2 - Section droite du palier circulaire rigide

En considérant un palier aligné sous charge dynamique dont le logement est immobile, le déplacement du centre de l'arbre est très petit par rapport à son rayon ; les équations d'équilibre de la charge appliquée sur l'arbre projetées sur les directions x et y donnent alors :

$$\begin{cases} \iint_S p \cos\theta \, ds - \vec{F}_x = 0 \\ \iint_S p \sin\theta \, ds - \vec{F}_y = 0 \end{cases} \quad (8)$$

où \vec{F}_x et \vec{F}_y sont les résultantes des forces extérieures définies par le diagramme de charge.

3 Contact des surfaces

L'interaction entre les deux surfaces en contact (le dos du coussinet et le logement) est modélisée comme un contact entre deux solides déformables.

Dans la zone de contact, les déplacements et les forces dans les directions normale et tangentielle s'écrivent :

$$\vec{u} = u_N \cdot \vec{n} + \vec{u}_T \quad (9)$$

$$\vec{F} = F_N \cdot \vec{n} + \vec{F}_T \quad (10)$$

Le déplacement relatif comprend deux composantes : la composante normale représente la pénétration ou l'ouverture (h), la composante tangentielle représente le glissement relatif (γ). La contrainte de contact comprend deux composantes : une composante normale à la surface représentant la pression de contact (P), et une composante tangentielle représentant la contrainte de cisaillement équivalente (τ_{eq}) (FIG. 3).

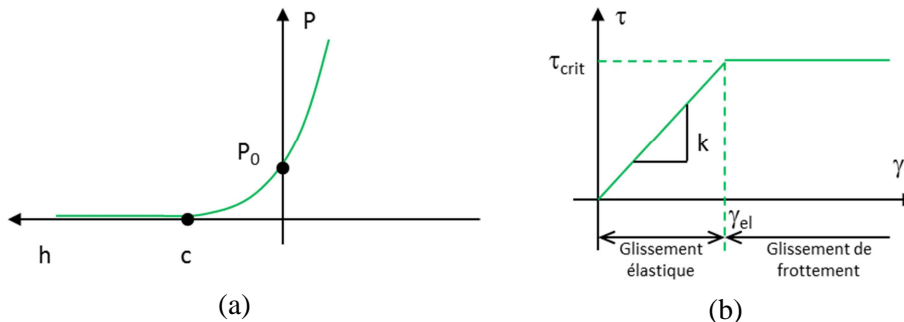


FIG. 3 – Contrainte de contact : normale (a) et tangentielle (b)

La variation de la pression de contact en fonction du h est donnée par la relation suivante :

$$P = \frac{P_0}{\exp(1) - 1} \left\{ \left(\frac{h}{c} + 1 \right) \left[\exp \left(\frac{h}{c} + 1 \right) - 1 \right] \right\} \quad (11)$$

La contrainte de cisaillement équivalente dépend de la contrainte de cisaillement dans la direction axiale τ_1 et dans la direction circonférentiel τ_2 :

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (12)$$

Le glissement relatif standard (γ_{crit}) n'existe que si la contrainte équivalente (τ_{eq}) est égale à la contrainte critique τ_{crit} ($\tau_{eq} = \tau_{crit}$). Si la contrainte (τ) est inférieure à la valeur critique, le glissement élastique (γ_{el}) s'écrit alors :

$$\tau = \frac{\tau_{crit}}{\gamma_{crit}} \gamma_{el} = K_t \cdot \gamma_{el} \quad (13)$$

4 Modèles de calcul

Pour traiter le problème de contact entre le coussinet et le logement, nous utilisons à la fois deux modèles équivalents : un modèle mono-corps pour Accel (FIG. 4a) et l'autre, multi-corps, dans Abaqus (FIG. 4b).

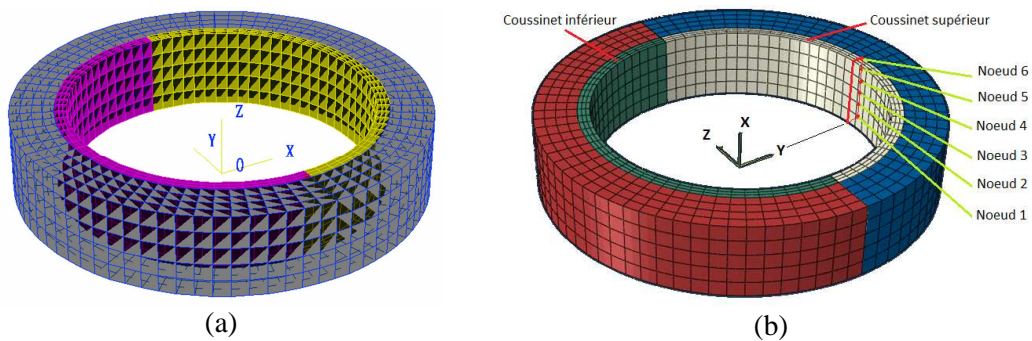


FIG. 4 – Modèles des éléments finis d'un palier pour Accel (a) et Abaqus (b)

Accel est un logiciel de calcul des paliers de moteurs thermiques, basé sur la théorie de la lubrification hydrodynamique. Les algorithmes et les méthodes de résolution incluent dans ce logiciel ont été présentés dans plusieurs articles, comme par exemple les références [2] et [3]. Les résultats du calcul Accel sont les champs de pression, l'épaisseur du film d'huile, la déformée du palier, le débit du fluide, la trajectoire du centre,...

Les champs de pression existants dans le film lubrifiant sont récupérés et appliqués au modèle Abaqus pour calculer l'interaction entre le dos du coussinet et le logement. C'est ensuite Abaqus qui prend en compte les lois de contact décrites au paragraphe 3.

Pour valider la démarche, une première modélisation est réalisée en considérant dans Abaqus un modèle mono-corps. Les champs de pression calculés par Accel ont été changé en forces nodales et ensuite appliquées aux nœuds à l'intérieur du coussinet du modèle Abaqus. Comme on peut l'observer sur la FIG. 5, la déformée du logement calculée par Abaqus est identique à celle calculée par Accel.

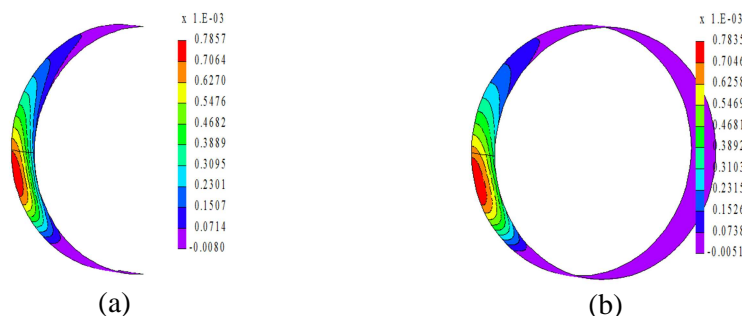


FIG. 5 – Déformée du palier soumise un champ de pression a) Abaqus et b) Accel

5 Résultats numériques du calcul FEM

Les paramètres géométriques et de fonctionnement du palier étudié sont donnés dans le Tableau 1:

Rayon du palier (R_{palier})	24.5 mm
Largeur du palier (B)	25.0 mm
Rayon du logement (R_{log})	26.5 mm
Epaisseur du logement (h_{log})	7.0 mm
Epaisseur du coussinet (h_{couss})	2.0 mm
Module d'élasticité du logement (E_{log})	199000 MPa
Coefficient de Poisson du logement (ν_{log})	0.29
Masse volumique du logement (m_{log})	7800 kg/m ³
Module d'élasticité du coussinet (E_{couss})	206000 MPa
Coefficient de Poisson du coussinet (ν_{couss})	0.30
Masse volumique du coussinet (m_{couss})	7800 kg/m ³
La raideur tangentielle (K_t)	5.7x10 ³ N/mm ³
Charge tournante (F)	30000 N
Vitesse de rotation (ω)	3000 tour/min
Pression d'alimentation du fluide (p_{alim})	0.1 MPa

Tableau 1 - Paramètres géométriques et de fonctionnement du palier étudié

Les résultats ci-après représentent le glissement relatif du coussinet supérieur par rapport à son logement dans des cas différents.

Les figures (FIG. 6a) et (FIG. 6b) représentent le glissement relatif circonférentiel et la contrainte normale aux nœuds au dos du coussinet supérieur, appartenant au plan Oxy (cf. FIG. 4), dans le cas d'un assemblage où le rayon du coussinet est supérieur à celui du logement de 0.03 mm (la pression p_o due au pré-serrage est de 18.8 MPa).

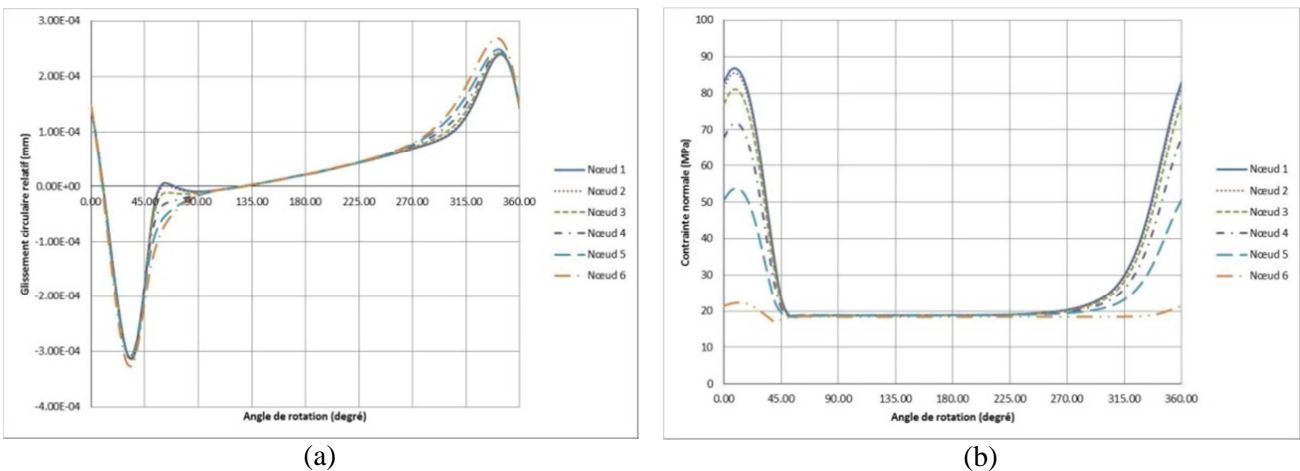


FIG. 6 - Glissement circulaire relatif (a) et contrainte normale (b) au dos de coussinet

Pendant le cycle, le coussinet glisse à l'intérieur du logement. Le glissement au bord du coussinet est plus élevé. La contrainte normale au bord du coussinet est plus petite qu'au plan symétrique. On note aussi que même si au moment du passage de la charge devant la zone étudiée (de 315° à 45°), un glissement relatif est observé, les conditions de chargement (charge tournante) et la géométrie du palier qui presque axisymétrique, conduisent à un glissement relatif nul d'un cycle à un autre.

La figure (FIG. 7a) et (FIG. 7b) représentent l'influence du coefficient de frottement (f) et du pré-serrage (p_0) sur le glissement circonférentiel au nœud 1 (cf. FIG. 4). Comme on pouvait s'attendre, on observe que le glissement circonférentiel augmente si le coefficient de frottement ou le pré-serrage diminue.

Globalement, on note que la valeur maximale du glissement ne dépasse pas, en valeur absolue, les 0.3 μm . C'est-à-dire que le glissement tangentiel reste inférieure à γ_{el} .

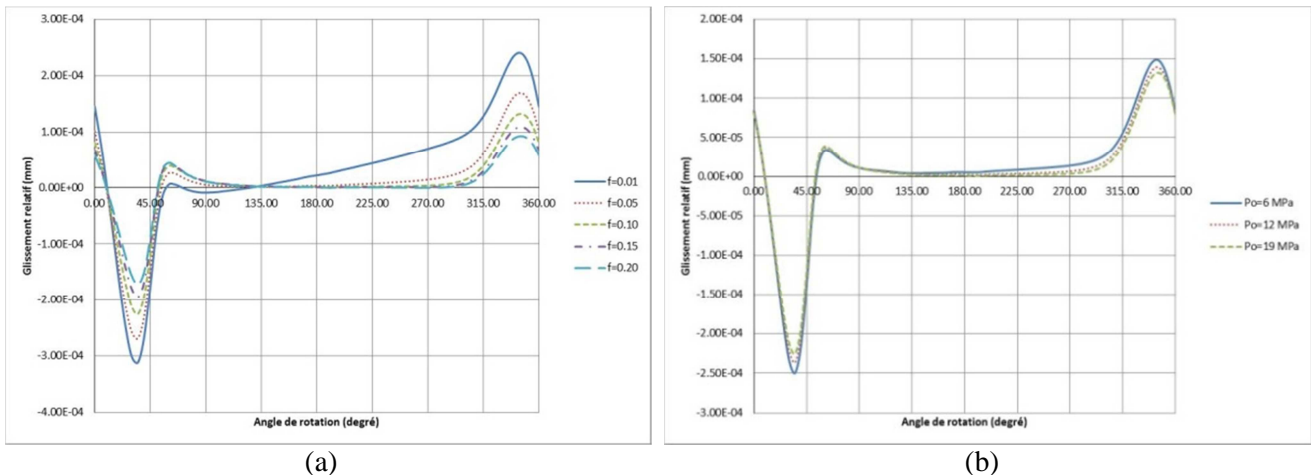


FIG. 7 – Influence du coefficient de frottement (a) et du pré-serrage (b) sur le glissement circonférentiel

6 Conclusions

Cette étude a permis de déterminer le comportement du contact entre le coussinet et le logement. L'étude est basée sur le couplage entre deux logiciels : un premier logiciel de calcul élastohydrodynamique et un logiciel commercial (Abaqus) capable de gérer le contact unilatéral entre deux pièces élastiques. On a pu observer que les valeurs du glissement dépendent de la position géométrique à l'intérieure du palier, mais aussi du coefficient de frottement et du serrage initial coussinet/logement.

Cette étude représente une première étape dans la modélisation des conditions réelles de fonctionnement d'un palier de moteur automobile. Le modèle décrit ici va pouvoir être utilisé pour prédire le glissement relatif entre le coussinet et le logement, dans le but de donner des critères concernant les paramètres géométriques et/ou de fonctionnement qu'il faut éviter afin d'éviter ce phénomène.

References

- [1] Holmberg K., Andersson P., Erdemir A., Global energy consumption due to friction in passenger cars, *Tribology International*, 47, 221-234, 2012.
- [2] Bonneau D., Guines D., Frêne J., Toplosky J., EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects and a Mass-Conserving Cavitation Model, *ASME, Journal of Tribology*, 117, 540-547, 1995.
- [3] Fatu A., Hajjam M., Bonneau D., A New Model of Thermoelastohydrodynamic Lubrication in Dynamically Loaded Journal Bearings, *ASME Journal of Tribology*, 128, 85-95, 2006.
- [4] Reborá A., Stefani F., Elastohydrodynamic analysis of a connecting rod bearing for high performance engines, 2nd World Tribology Congress, Vienna, 3-7 sept., 2001.
- [5] Stefani F., Reborá A., A nonlinear structure based elastohydrodynamic analysis method for connecting rod big end bearings of high performance engines, *Journal of tribology*, 126, 664-671, 2004.
- [6] Wang D., Keith G., Yang Q., Lubrication analysis of a connecting-rod bearing in a high-speed engine. Part II: lubrication performance evaluation for non-circular bearings, *STLE Tribology Transaction*, 47, 290-298, 2004.
- [7] Hoang L. V., Souchet D., Bonneau D., Connecting-rod big end bearing thermoelastohydrodynamic lubrication (TEHD) - Comparison between theory and experiment, *Int. Journal of Applied Mech. and Eng.*, 7, 231-236, 2002.
- [8] Souchet D., Hoang L. V., Bonneau D., Thermoelastohydrodynamic lubrication for the connecting rod big-end bearing under dynamic loading, *Journal of engineering tribology*, 218, 451-464, 2004.
- [9] Tran T. T. H., Zeghloul T., Bonneau D., Experimental study of the interaction between the different bodies of a connecting-rod big end bearing, 12th IFToMM World Congress, Besancon, june 18-21, 2007.
- [10] Ligier J.-L., Antoni N., Cumulative microslip in conrod big end bearing system, ASME 2006 internal combustion engine division spring technical conference (ices2006), 559-567, 2006.
- [11] Antoni N., Nguyen Q.-S., Ligier J.-L., Saffré P., Pastor J., On the cumulative microslip phenomenon, *European journal of mechanics, part A/Solids*, 26, p. 626-646, 2007.