

# Etude des effets combinés du non-newtonien et de la piézoviscosité du fluide lubrifiant sur les caractéristiques statiques d'un palier compliant infiniment long

**Hamid BOUCHERIT, Mustapha LAHMAR, Hameza BENSOUILAH, Ahcen MOUASSA**

Laboratoire de Mécanique & Structures (LMS), Université 8 mai 1945, Guelma, BP 401, Guelma (24000),  
Algérie,  
bouchrit\_f@yahoo.fr

**Résumé-** Le travail proposé s'intéresse à l'étude théorique et numérique des effets combinés de la longueur des chaînes moléculaires des additifs améliorant l'indice de viscosité, de la variation viscosité-pressure et de la variation densité-pressure sur les caractéristiques statiques d'un palier compliant (déformable). Le Modèle Couche Elastique Mince, la loi de Barus et la loi de Dawson et Higginson sont retenus pour tenir compte à la fois des effets de déformations élastiques du revêtement de surface du palier dues au champ de pression hydrodynamique, de la piézoviscosité et de la compressibilité de lubrifiant dans l'étude paramétrique. Les résultats obtenus montrent d'une part que la présence des additifs améliorant l'indice de viscosité dans le lubrifiant de base et la piézoviscosité a une influence non négligeable sur les performances statiques du palier surtout pour les grandes valeurs de la longueur des chaînes moléculaires des additifs et d'autre part que la compressibilité du fluide n'a pas d'effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant.

**Mots Clés :** Paliers compliants, Interaction fluide-structure, Méthode de Newton-Raphson.

## Nomenclature

$p$	pression,	$h$	épaisseur du film lubrifiant
$\ell$	paramètre des couples de contraintes ( $\ell = (\eta_0/\mu_0)^{1/2}$ )	$E$	module d'Young
$\rho_0$	densité du fluide à la pression atmosphérique	$\theta_{Ca}$	angle de cavitation
$\mu_0$	viscosité dynamique à la pression atmosphérique	$\alpha$	coefficient de piézoviscosité
$\omega$	vitesse angulaire de l'arbre	$R$	rayon du palier
$\varepsilon$	excentricité relative statique du palier	$C$	jeu radial
$\phi$	angle de calage	$\nu$	coefficient de Poisson
$C_C$	couple de frottement sur à la surface de coussinet	$W$	portance hydrodynamique

## 1. Introduction

Les lubrifiants liquides et semi-solides tels que les huiles minérales et les graisses sont largement utilisés dans la lubrification des systèmes mécaniques (paliers, butées, roulements, engrenages, etc.). Dans la plupart de ces systèmes mécaniques, le pouvoir lubrifiant intrinsèque d'une huile minérale n'est pas suffisant, des produits chimiques de synthèse ou dopes appelés aussi additifs sont donc mélangés à l'huile de base pour en augmenter les performances et répondre à une demande d'efficacité

accrue. Ces additifs, qui entrent dans la composition des huiles moteurs et certaines huiles industrielles, sont des composés de structures chimiques très variées (polymères solubles, etc.) incorporés aux huiles de base afin de modifier leurs propriétés. Ces additifs se caractérisent par des longues chaînes moléculaires pouvant être un million de fois le diamètre d'une molécule d'eau et ont un comportement rhéologique complexe. Ainsi, leur écoulement ne peut être décrit par la théorie des milieux continus classique qui néglige la taille des particules fluides en mouvement. Un certain nombre de théories ont été développées pour expliquer le comportement particulier des huiles contenant des additifs (polymères) [1, 2, 3]. Parmi ces théories, la théorie de Vijay Kumar Stokes [1], de mise en œuvre simple, permet de tenir compte des effets polaires dus à la présence des couples de contraintes et couples de forces de volume en plus des forces de surface et de volume. Un fluide à couples de contraintes ou fluide polaire est caractérisé par deux paramètres  $\mu$  et  $\eta_0$ , tandis qu'un seul paramètre  $\mu$  est nécessaire pour caractériser un fluide newtonien qui est le coefficient de viscosité dynamique. La nouvelle constante physique  $\eta_0$  est due à la présence des couples de contraintes dans le fluide. Dans la littérature, les effets des couples de contraintes sur le comportement des paliers fluides sont étudiés en définissant un paramètre des couples de contraintes ( $\ell = (\eta_0/\mu)^{1/2}$ ), qui représente physiquement la longueur de la chaîne moléculaire des additifs. L'étude de l'influence du paramètre des couples de contraintes sur les performances statiques et dynamiques linéaires ou non linéaires des paliers fluides a fait l'objet de plusieurs travaux tant théoriques qu'expérimentaux [4 ÷ 7].

Dans la présente étude, on s'intéresse à l'étude des effets combinés de la longueur des chaînes moléculaires des additifs améliorant l'indice de viscosité (polymères), de la variation viscosité-pression (effet de piézo-viscosité) et de la variation densité-pression (effet de compressibilité) sur les caractéristiques statiques d'un palier compliant fonctionnant en régime isotherme.

## 2. Equations de la lubrification hydrodynamique

### 2.1. Equation de Reynolds modifiée

Dans le cas d'un palier (figure 1) lubrifié par fluide polaire piézo-visqueux et barotrope fonctionnant en régime isotherme et pour un écoulement laminaire l'équation de Reynolds modifiée est donnée comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho G_m(h, \ell, p) \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho G_m(h, \ell, p) \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1)$$

$$\text{Où, } G_m(\ell, h, p) = h^3 \exp(-\alpha p) - 12h\ell^2 \exp(-2\alpha p) + 24\ell^3 \exp(-2.5\alpha p) \tanh(h/(2\ell \exp(-0.5\alpha p)))$$

$$\text{Avec, } U_2 = \omega \times R \text{ et } \theta = x/R$$

Pour caractériser l'effet de la piézo-viscosité et densité-pression, on utilise les relations de Barus [8] et de Dowson et Higginson [9] qui sont les plus utilisés en régime isotherme :

$$\mu(p) = \mu_0 \exp(\alpha p) \quad (2)$$

$$\rho = \rho_0 \left( \frac{0,59 \times 10^9 + 1,34 \times p}{0,59 \times 10^9 + p} \right) \quad (3)$$

Dans le cas d'un palier aligné lisse et compliant déformable (figure 1), l'équation géométrique qui définit en chaque point l'épaisseur du film lubrifiant est donnée par [6]:

$$h(\theta, p) = C(1 + \varepsilon \cos\theta) + U_r \quad (4)$$

où,  $U_r$  est le déplacement radial défini par :  $U_r = L_o \times p$

avec,  $p$  est la pression hydrodynamique engendrée dans le film lubrifiant et  $L_o$  est l'opérateur de compliance qui s'exprime comme suit :  $L_o = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)t_h}{(1 - \nu)E}$

$E$  et  $\nu$  sont respectivement le module d'Young et le coefficient de Poisson de la couche élastique mince représentant le revêtement du palier et  $t_h$  est l'épaisseur du revêtement de surface du palier.

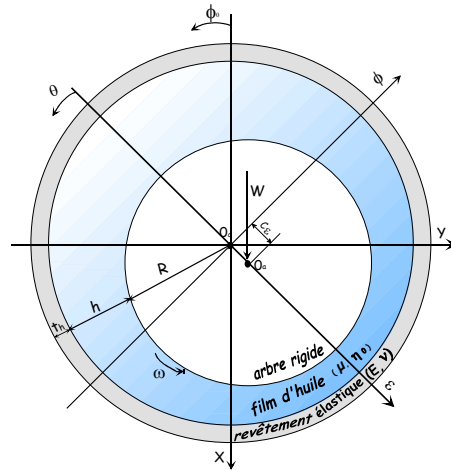


Figure 1 : Section droite d'un palier compliant

Pour les traitements numériques, il est recommandé de réécrire toutes les équations de la lubrification hydrodynamique en variables sans dimension. Dans le cas d'un palier fluide, on pose :

$$\tilde{h} = \frac{h}{C}, \quad \tilde{\mu} = \frac{\mu}{\mu_o}, \quad \tilde{\rho} = \frac{\rho}{\rho_o}, \quad \tilde{\ell} = \frac{\ell}{C}, \quad \text{et} \quad \tilde{p} = \frac{p}{\mu_o \omega (R/C)^2}.$$

Ainsi, Pour un palier compliant infiniment long, l'écoulement axial du fluide lubrifiant est négligé devant l'écoulement circonférentiel  $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \ll \frac{\partial p}{\partial x}\right)$ . Dans ces conditions l'écoulement du fluide lubrifiant

est unidirectionnel et l'équation de Reynolds modifiée (1) en variables réduites s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \tilde{\rho} \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) = 6 \frac{\partial(\tilde{\rho} \tilde{h})}{\partial \theta} \quad (5)$$

$$\text{où, } \tilde{G}_m(\tilde{\ell}, \tilde{h}, \tilde{p}) = \tilde{h}^3 \exp(-\tilde{\alpha} \tilde{p}) - 12 \tilde{h} \tilde{\ell}^2 \exp(-2\tilde{\alpha} \tilde{p}) + 24 \tilde{\ell}^3 \exp(-2.5\tilde{\alpha} \tilde{p}) \tanh\left(\tilde{h} / \left(2 \tilde{\ell} \exp(-0.5\tilde{\alpha} \tilde{p})\right)\right)$$

Les relations de Barus (2) et Dowson et Higginson (3) deviennent :

$$\tilde{\mu} = \exp(\tilde{\alpha} \tilde{p}) \quad (6)$$

$$\tilde{p} = \left( \frac{0,59 \times 10^9 + 1,34 \tilde{p}}{0,59 \times 10^9 + \tilde{p}} \right) \quad (7)$$

où,  $\tilde{\alpha}$  est le coefficient de piézoviscosité adimensionné du fluide :  $\tilde{\alpha} = \mu_o \omega \left( \frac{R}{C} \right)^2 \alpha$

L'expression de l'épaisseur du film adimensionnée :

$$\tilde{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta + \tilde{U}_r \quad (8)$$

où,  $\tilde{U}_r$  est le déplacement radial adimensionné défini par :

$$\tilde{U}_r = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{(1-\nu)} \times \tilde{C}_d \times \tilde{t}_h \times \tilde{p}$$

avec,  $\tilde{t}_h = th / R$  est l'épaisseur relative de la couche élastique mince du revêtement de surface du palier et  $\tilde{C}_d$  est le coefficient de déformation élastique ( $\tilde{C}_d = \frac{\mu_o \omega (R/C)^3}{E}$ ).

## 2.2. Les conditions aux limites sur la pression

Le champ de pression dans le film lubrifiant doit satisfaire à l'équation de Reynolds modifiée (5) et aux conditions aux limites sur la pression suivantes :

$$\tilde{p}(0) = \tilde{p}(2\pi) = 0 \quad (9)$$

$$\tilde{p}(\theta_{ca}) = \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta}(\theta_{ca}) = 0 \quad (10)$$

Les conditions (10) sont les conditions limites de Swift-Stieber connues sous le nom conditions de Reynolds qui permettent de prendre en considération la rupture du film dans la région divergente du palier.

## 3. Caractéristiques statiques du palier

La résolution numérique de l'équation de Reynolds modifiée permet de définir le champ de pression statique dans le film lubrifiant. La connaissance de la répartition de la pression du film pour une position statique de l'arbre dans le palier permet de déterminer les performances statiques du palier, tels que la portance hydrodynamique, l'angle de calage, le couple de frottement (perte par frottement) du palier, etc.

### 3.1. Charge portante et l'angle de calage

L'intégration du champ de pression à la surface du coussinet permet de déterminer les composantes de la portance hydrodynamique du palier. Dans le repère intermédiaire  $(O_c, \vec{e}, \vec{\phi}, \vec{z})$ , (figure 1), les composantes de la portance s'expriment par :

$$\begin{cases} F_\varepsilon = R \int_0^{2\pi} p \cos(\theta) d\theta \\ F_\phi = R \int_0^{2\pi} p \sin(\theta) d\theta \end{cases} \quad (11)$$

De ces deux relations, on peut déterminer la portance hydrodynamique ( $W$ ) et l'angle de calage ( $\phi$ ) du palier fluide, comme suit :

$$W = (F_\varepsilon^2 + F_\phi^2)^{1/2} \quad (12)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( -\frac{F_\phi}{F_\varepsilon} \right) \quad (13)$$

En variables réduites la portance hydrodynamique adimensionnée est :  $\tilde{W} = \frac{W}{\mu_o \omega R (R/C)^2}$

### 3.2. Couple de frottement sur le coussinet

Le couple de frottement est obtenu par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de coussinet :

$$C_c = R^2 \int_0^{2\pi} \left[ \mu_o \left( \frac{\omega R}{h} \exp(\alpha p) \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} \left\{ h - 2\ell \exp(-0.5\alpha p) \tanh \left[ \frac{h}{2\ell \exp(-0.5\alpha p)} \right] \right\} \right] d\theta \quad (14)$$

En variables adimensionnées :

$$\tilde{C}_c = \left( \frac{C}{\mu_o \omega R^3} \right) C_c = \int_0^{2\pi} \left( \frac{\exp(\tilde{\alpha} \tilde{p})}{\tilde{h}} - \frac{1}{2} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \left\{ \tilde{h} - (-0.5 \tilde{\alpha} \tilde{p}) \tanh \left[ \frac{\tilde{h}}{2 \tilde{\ell} \exp(-0.5 \tilde{\alpha} \tilde{p})} \right] \right\} \right) d\theta \quad (15)$$

Le nombre de frottement par unité de longueur est défini par :  $f = \frac{\tilde{C}_c}{\tilde{W}}$

### 4. Schéma de résolution du problème d'interaction fluide-structure

La solution du problème d'interaction fluide-structure dans le cas d'un palier compliant infiniment long lubrifié par fluide à couples de contraintes piézo-visqueux et compressible, est obtenu à partir d'une discrétisation spatiale de l'équation de Reynolds modifiée (5) non linéaire par la méthode des différences finies centrées. L'application de cette méthode nécessite un découpage de la circonférence du coussinet en  $N$  intervalles. L'équation de Reynolds modifiée (5) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$f(\tilde{p}) = \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \left( \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) \left( \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) + \tilde{p} \left( \frac{\partial \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p})}{\partial \theta} \right) \left( \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) + \tilde{p} \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \theta^2} - 6\tilde{h} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} - 6\tilde{p} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \theta} = 0 \quad (16)$$

où,  $f$  est la fonction résidu.

La discrétisation de l'équation (16) par la méthode des différences finies centrées donne :

$$f_i = (\tilde{G}_m)_i \frac{(\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})(\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})}{2\Delta\theta} + \tilde{p}_i \frac{(\tilde{G}_{mi+1} - \tilde{G}_{mi-1})(\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})}{2\Delta\theta} + \tilde{p}_i (\tilde{G}_m)_i \frac{(\tilde{p}_{i+1} - 2\tilde{p}_i + \tilde{p}_{i-1})}{(\Delta\theta)^2} - 6\tilde{h}_i \frac{(\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})}{2\Delta\theta} - 6\tilde{p}_i \frac{(\tilde{h}_{i+1} - \tilde{h}_{i-1})}{2\Delta\theta} = 0 \quad (17)$$

$\Delta\theta = 2\pi/N$  est le pas circonférentiel et  $i = 0, n$ , tel que  $n = N-1$ .

Le système d'équations algébriques non linéaires obtenu est résolu par la méthode itérative de Newton-Raphson amortie. Le problème consiste à trouver le vecteur  $P = \langle \tilde{p}_1; \tilde{p}_2; \tilde{p}_3; \dots; \tilde{p}_n \rangle$  vérifiant les  $n$  équations non linéaires suivantes :

$$\begin{cases} f_1(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \\ f_2(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \\ \vdots \\ f_n(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \end{cases} \quad (18)$$

La linéarisation du système (18) conduit à la résolution d'un système d'équations linéaires de la forme :

$$\sum_{j=1}^n E_{ij}^{(k)} \delta \tilde{p}_j^{(k)} = -f_i^{(k)} \quad (19)$$

Où,  $k=0,1,2,\dots,k_{max}$  et  $k_{max}$  est le nombre maximal d'itérations.

Et,  $E_{ij}^{(k)} = \left. \frac{\partial f_i}{\partial \tilde{p}_j} \right|_{P^{(k)}}$  sont les composantes de la matrice jacobienne :

$$E^{(P^{(k)})} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \\ \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \end{bmatrix} \text{ et, } f(P^{(k)}) = \begin{Bmatrix} f_1(P^{(k)}) \\ f_2(P^{(k)}) \\ \vdots \\ f_n(P^{(k)}) \end{Bmatrix}; \delta P^{(k)} = \begin{Bmatrix} \delta \tilde{p}_1 \\ \delta \tilde{p}_2 \\ \vdots \\ \delta \tilde{p}_n \end{Bmatrix}$$

Il est important de souligner que l'estimé initial doit être proche de la solution pour que la méthode converge bien.

La détermination du vecteur  $\delta P^{(k)}$  à partir de la résolution du système (19) permettra de calculer des nouvelles composantes du vecteur  $P^{(k+1)}$  par la relation suivante :

$$\tilde{p}_i^{(k+1)} = \tilde{p}_i^{(k)} + \lambda \delta \tilde{p}_i^{(k)} \quad (20)$$

où,  $\lambda$  est le coefficient de relaxation.

$\lambda = 1$  : méthode classique de Newton

$\lambda < 1$  : méthode de Newton dite amortie

L'introduction du facteur de relaxation ( $\lambda$ ) permettra à l'algorithme de Newton-Raphson de converger plus rapidement.

Le processus général de résolution du problème d'interaction fluide-structure est résumé comme suit :

1. Lecture des données :  $\mu_0, \rho_0, t_h, \alpha, E, \varepsilon, \nu, \lambda, k_{max}, N$ , etc. ;

2. Calcul du champ de pression initial ( $\tilde{p}_i^{(0)}$ ), en utilisant la solution de Gümbel [10], ( $i = 0, N$ ) dans le cas d'un palier cylindrique indéformable ;

3. Calcul de l'épaisseur du film adimensionnée ( $\tilde{h}_i$ ), de la densité relative ( $\tilde{\rho}_i$ ) et de la viscosité dynamique adimensionnée ( $\tilde{\mu}_i$ ), ( $i = 0, N$ )

4. Calcul du résidu ( $f_i$ ) aux nœuds intérieurs ( $i = 1, n$ ) ;

5. Construction de la matrice jacobienne ( $E_{ij}$ ) par la méthode des différences finies décentrées :

$$E_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial p_j}(\tilde{p}_1, \tilde{p}_1, \dots, \tilde{p}_n) \approx \frac{f_i(\tilde{p}_1, \dots, \tilde{p}_{j-1}, \tilde{p}_j + \delta, \dots, \tilde{p}_n) - f_i(\tilde{p}_1, \dots, \tilde{p}_{j-1}, \tilde{p}_j, \dots, \tilde{p}_n)}{\delta} \quad \text{et } \delta = 10^{-4}$$

$$\sum_{j=1}^n E_{ij} \delta \tilde{p}_j = -f_i$$

6. Résolution du système linéaire par la méthode d'élimination de Gauss :

7. Calcul de la nouvelle répartition de la pression :  $\tilde{p}_i^{(k+1)} = \tilde{p}_i^{(k)} + \lambda \delta \tilde{p}_i^{(k)}$

8. Si  $\left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{\tilde{p}_i^{(k+1)} - \tilde{p}_i^{(k)}}{\tilde{p}_i^{(k+1)}} \right| \right) \leq 10^{-5}$

convergence atteinte

calcul les caractéristiques hydrodynamiques du palier : la portance hydrodynamique, l'angle de calage et le nombre de frottement à partir des équations (12), (13) et (14).

arrêt

9. Sinon poser  $k \leftarrow k+1$  et retourner à l'étape 3 pour une autre itération.

## 5. Résultats et discussions

L'étude paramétrique menée dans ce travail permet de mettre en évidence l'influence de la longueur relative des chaînes moléculaires ( $\tilde{\ell}$ ) des additifs, de la piézoviscosité et de la compressibilité du fluide lubrifiant sur le champ de pression ainsi que quelques performances statiques, tels que la portance hydrodynamique et le nombre de frottement d'un palier infiniment long revêtu d'une couche élastique

mince en bronze, dont les caractéristiques géométriques, les conditions de fonctionnement, les propriétés physiques du lubrifiant et les caractéristiques élastiques et géométriques du revêtement mince de surface sont portés dans le tableau 1.

**Tableau 1: Caractéristiques géométriques et conditions de fonctionnement**

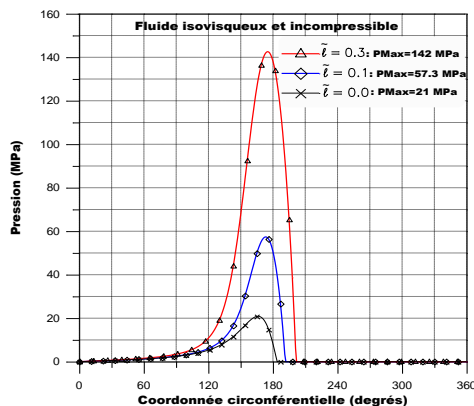
- Rayon de l'arbre, R	$25 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Jeu radial, C	$7 \times 10^{-5} \text{ m}$
- Vitesse angulaire de l'arbre, $\omega$	$100 \times \pi \text{ rad.s}^{-1}$
- Viscosité dynamique à la pression atmosphérique, $\mu_0$	$0.03 \text{ Pa.s}$
- Masse volumique à la pression atmosphérique, $\rho_0$	$870 \text{ kg.m}^{-3}$
- Coefficient de piézoviscosité, $\alpha$	0 et $25 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$
- Module d'Young du matériau, E	$126 \text{ GPa}$
- Coefficient de Poisson, $\nu$	0.3
- Epaisseur du revêtement, $t_h$	$0.005 \text{ m}$

### 5.1. Influence du paramètre des couples de contraintes, de la piézoviscosité et de la compressibilité de fluide lubrifiant sur le champ de pression

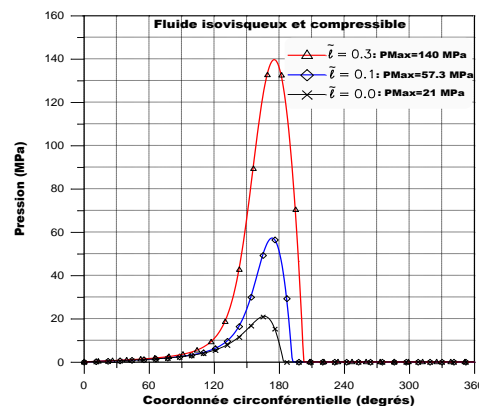
On a étudié les effets de la longueur relative des chaînes moléculaires des polymères, la piézoviscosité et de la compressibilité du fluide lubrifiant sur la pression maximale dans le palier. Les calculs ont été effectués pour une excentricité relative statique  $\varepsilon = 0.9$ , différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes ( $\tilde{\ell} = 0.0$  (fluide newtonien), 0.1 et 0.3) et quatre types de fluide lubrifiant : fluide incompressible et isovisqueux, fluide compressible et isovisqueux, fluide incompressible et piézovisqueux et fluide compressible et piézovisqueux.

La figure 2 présente les variations circonférentielles de pression hydrodynamique dans le palier fluide. On observe une augmentation importante du pic de pression dans le film lubrifiant d'un palier lubrifié avec fluide à couple de contraintes (fluide non newtonien) comparativement au palier lubrifié avec fluide newtonien (fluide non additivé) (figure 2 : a, b, c et d). Cette augmentation devient très importante de l'ordre de 136% lorsque le paramètre des couples de contraintes augmente ( $\tilde{\ell} = 0.3$  qui représente la longueur relative de la plus grande chaîne moléculaire des additifs) et le fluide est piézovisqueux (figure 2-c). Par comparaison aux huiles newtoniennes, les huiles additivées permettent d'augmenter le champ de pression dans le film lubrifiant du palier fluide et surtout pour les grandes valeurs des chaînes moléculaires relatives des additifs. Pour les mêmes valeurs du paramètre des couples de contraintes, la piézoviscosité du fluide lubrifiant conduit à une augmentation assez importante (40%) du pic de pression dans le film (figure 2 : a-c et b-d). On peut conclure que la piézoviscosité du fluide lubrifiant ne peut être négligée pour la prédiction des performances statiques ou dynamiques des paliers fluides sévèrement chargés. La compressibilité du fluide n'a pas d'effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant (figure 2 : a - b et c - d).

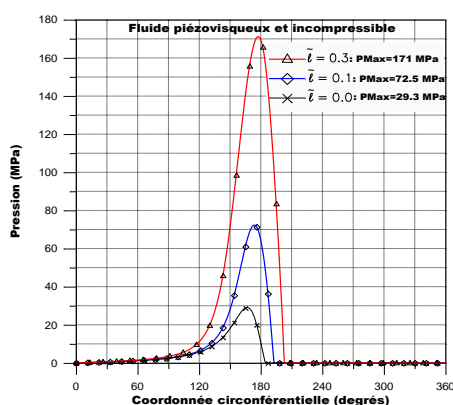




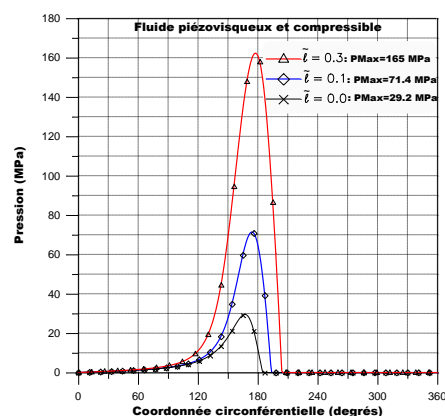
a) fluide isovisqueux et incompressible



b) fluide isovisqueux et compressible



c) fluide piézo-visqueux et incompressible



d) fluide piézo-visqueux et compressible

Figure 2 : Variations circonférentielles de la pression d'un palier compliant pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes

## 5.2. Influence du paramètre des couples de contraintes et de la piézo-viscosité du fluide lubrifiant sur les caractéristiques statiques

Les performances statiques (la portance hydrodynamique et le nombre de frottement) ont été obtenues pour une excentricité relative statique variant de 0.05 à 0.90 et différentes valeurs du paramètre adimensionné des couples de contraintes ( $\tilde{\ell} = 0.0, 0.1$  et  $0.3$ ) d'un palier compliant lubrifié par fluide polaire piézo-visqueux ( $\alpha = 25 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ).

La figure 3 présente les variations de la portance hydrodynamique par unité de longueur en fonction de l'excentricité relative statique et différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes ( $\tilde{\ell}$ ) d'un palier compliant. La figure montre une augmentation significative de la portance hydrodynamique du palier avec le paramètre des couples de contraintes et surtout pour des grandes valeurs d'excentricité relative statique (palier lourdement chargé). On peut conclure que la présence des additifs améliorant l'indice de viscosité dans les huiles lubrifiantes (huiles non newtoniens) permet d'améliorer la capacité de charge du palier fluide comparativement au palier lubrifié avec une huile pure ne contenant pas d'additifs.

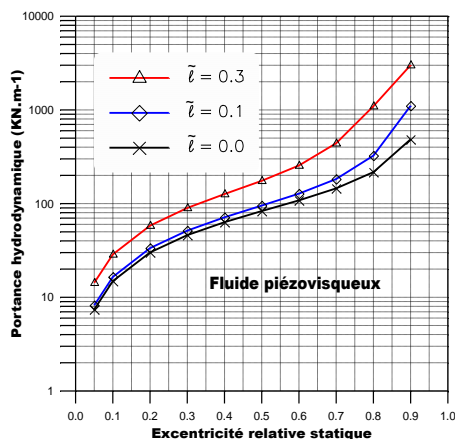


Figure 3 : Variations de la portance hydrodynamique par unité de longueur en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes

Les variations du nombre du frottement en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes d'un palier compliant sont présentées sur la figure 4. Comme le montre la figure, les effets du paramètre des couples de contraintes conduit à une diminution du nombre de frottement dans le film lubrifiant, cette diminution est plus significative de l'ordre de 68% dans le cas de grande valeur du paramètre des couples de contraintes et palier lourdement chargé ( $\varepsilon = 0.9$ ). Les huiles à couple de contraintes permettent de réduire sensiblement les pertes d'énergie par frottement dans le film lubrifiant surtout dans le cas où les paliers fluides sont fortement chargés.

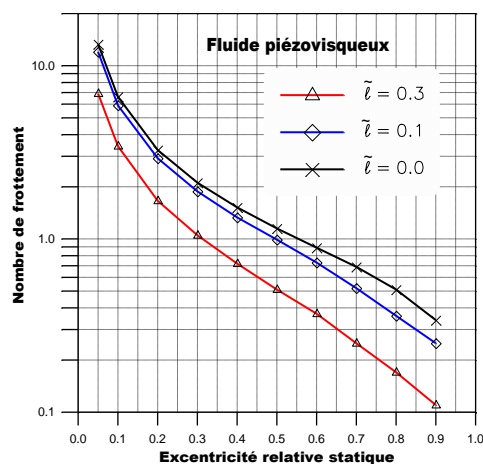


Figure 4 : Variations du nombre de frottement en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre du couple de contraintes

## 6. Conclusion

Le présent travail s'intéresse à l'étude théorique et numérique des effets combinés du paramètre des couples de contraintes, de la variation viscosité-pression et de la variation densité-pression sur les performances statiques d'un palier compliant fonctionnant en régime isotherme, en se basant sur la théorie de Micro-Continuum de V. K. Stokes pour décrire le mouvement des fluides à couples de contraintes (fluides polaires). Le Modèle Couche Elastique Mince est utilisé pour la prise en compte des déformations élastiques du revêtement de surface du palier dans l'étude paramétrique. Les résultats

obtenus montrent que la présence dans le lubrifiant de base des additifs améliorant l'indice de viscosité (VI) et la piézoviscosité a une influence non négligeable sur les performances statiques du palier surtout pour les grandes valeurs du paramètre des couples de contraintes (présence des grandes des chaînes moléculaires des additives). Par comparaison aux huiles newtoniennes, les huiles additivées permettent :

- une augmentation importante du pic de pression dans le film lubrifiant et de la portance hydrodynamique surtout pour les grandes valeurs des chaînes moléculaires relatives des additifs et de l'excentricité relative statique ;
- une diminution du nombre de frottement dans le film pour les grandes valeurs de l'excentricité relative statique. En conséquence, le fluide à couples de contraintes permet de réduire sensiblement les pertes d'énergie par frottement dans le film lubrifiant surtout dans le cas où le palier est fortement chargé.

Pour les mêmes valeurs du paramètre des couples de contraintes, la piézoviscosité du fluide lubrifiant conduit à une augmentation du pic de pression dans le film. On peut conclure que la piézoviscosité du fluide lubrifiant ne peut être négligée pour la prédiction des performances statiques ou dynamiques des paliers fluides sévèrement chargés. La compressibilité du fluide n'a pas des effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant.

### References

1. V. K. Stokes, Couple stresses in fluids, *The physics of fluids*, volume 9, (1966) pages 1709-1715.
2. T.T. Ariman, et N.D. Sylvester, , *Microcontinuum fluid mechanics, A review*, *Int. J. Eng. Sci.*, volume 11 (1973) pages 905-930.
3. T.T. Ariman, et N. D. Sylvester, *Application of micro continuum fluid mechanics*, *J. Eng. Sci.*, volume 12 (1974) pages 273-293.
4. M. Lahmar, *Elasto-hydrodynamic analysis of double-layered journal bearings lubricated by couple-stress fluids*, *Journal of Engineering Tribology*, *Proceedings of the IMech E, Part J* 219 NoJ2 (2005) 145-171.
5. Cai-Wan Chang-Jiana, Chao-Kuang Chen, *Bifurcation analysis of flexible rotor supported by couple-stress fluid film bearings with non-linear suspension systems*, *Tribology International* 41 (2008) 367-386.
6. H. Boucherit, M. Lahmar, et M.B. Bou-Saïd, *Misalignment effects on steady-state and dynamic behaviour of compliant journal bearings lubricated with couple stress fluids*, *Journal of Lubrication Science*, Vol. 20 (2008) pp. 241-268, John Wiley Editor.
7. H. Boucherit, M. Lahmar, J. Tichy et B. Bou-Saïd, , *Comparison of Non-Newtonian Constitutive Laws in Hydrodynamic Lubrication*, *Tribology Letters*, James Lauer Memorial Issue, Guest Editor : Frank Talke 40 (2010) 49-57
8. C. Barus, *isotherms, isopiestic and isometrics relative to viscosity*, *Am. J. Sci.* 45 (1893) 87-96.
9. D. Dowson et G.R. Higginson, *Elasto-hydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication*. Pergamon Press (1966) Oxford.
10. J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, *Lubrification hydrodynamique : paliers et butées*, *Collection des études et recherches d'EdF*, Eyrolles, (1990) 117-122.