

Analyse Théorique et Numérique des Ecoulements a Rhéologie Complexes dans les Butées Hydrostatiques et Hydrodynamiques

Boukhatem Mourad¹, Lahmar Mustapha², Boucherit Abdelahamid³.

1 Département de Génie Mécanique, Université d'Ouargla, mboukhatem24 @yahoo.fr

2 Département de Génie Mécanique, Laboratoire de Mécanique & Structures (LMS),
Université 8 Mai 1945 Guelma, BP 401, Guelma (24000), Algérie. lahmar@ univ-guelma.dz

3 Département de Génie Mécanique, Laboratoire de Mécanique & Structures (LMS),

Université 8 Mai 1945 Guelma, BP 401, Guelma (24000), Algérie.

Résumé: - Ce travail s'intéresse à l'étude de l'influence des propriétés rhéologiques des fluides lubrifiants dopés sur les performances des butées fonctionnant en régime de lubrification hydrostatique. L'analyse théorique est basée sur l'application de la théorie des milieux continus de V. K. Stokes dans le cas d'écoulement de films minces visqueux entre parois fixe et mobile. Le comportement du fluide est décrit par une équation différentielle scalaire appelée équation de Reynolds modifiée. Le champ de pression dans le fluide est déterminé à partir d'une discrétisation spatiale de l'équation de Reynolds modifiée en utilisant la méthode des éléments finis. Les résultats montrent que lors de l'utilisation d'huiles dopées des couples de contraintes dû à la présence des additifs surviennent et qui sont absents dans le cas de fluides non polaires (newtoniens). Effet perceptible surtout dans la diminution conséquente du débit en fonction de la longueur de la chaîne moléculaire. Diminution traduite par le changement de profil des vitesses en fonction de ce paramètre.

Mots clés : - *Butées fluides, Fluides non newtoniens, Couples de contraintes, Rhéologie, Lubrification fluide, Théorie de Stokes.*

1. .INTRODUCTION

Les fluides à rhéologie complexe telles que les huiles minérales additivées, les graisses, etc. sont largement utilisés comme lubrifiants dans un grand nombre de systèmes mécaniques (paliers et butées fluides, roulements, engrenages, etc.). Des travaux de recherche tant théoriques qu'expérimentaux ont mis en évidence la diversité des comportements rhéologiques de ces fluides et le degré de complexité inhérente à la simulation de leurs écoulements. Ceci est confirmé par les nombreux modèles rhéologiques qui sont proposés dans la littérature. D'autre part, des études expérimentales effectuées sur des paliers lisses lubrifiés par des huiles de base pures et des huiles contenant des polymères solubles tels que les additifs améliorant d'indice de viscosité (VI) ont montré que la présence de macromolécules (polymères)[4] affecte de façon significative le comportement rhéologique du lubrifiant et permet de réduire les pertes par frottement hydrodynamique dans ce palier.

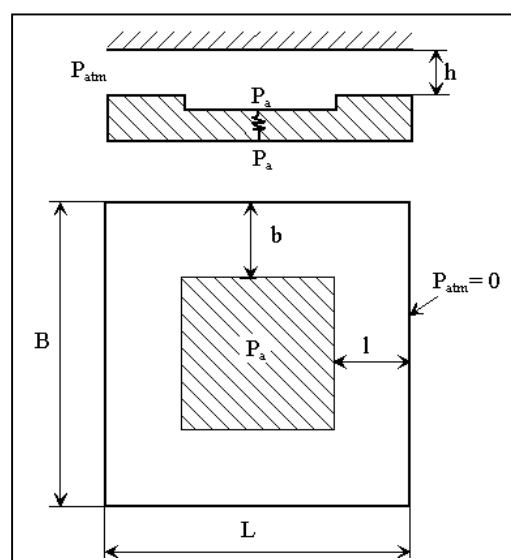


Figure 1. Schématisation d'une butée hydrostatique.

Dans ce travail, l'analyse théorique est basée sur l'application de la théorie des milieux continus de Vijay Kumar Stokes (Stokes Micro-Continuum Theory) [1] dans le cas des écoulements de films minces. Pour ce type d'écoulement, le comportement du fluide lubrifiant est décrit par une équation aux dérivées partielles scalaire appelée équation de Reynolds modifiée. Le champ de pression dans le fluide est déterminé à partir d'une discrétisation spatiale de l'équation de Reynolds en utilisant la méthode des éléments finis dans le cas d'écoulement bidimensionnels (2D). L'étude paramétrique est effectuée par rapport à cette longueur caractéristique [2].

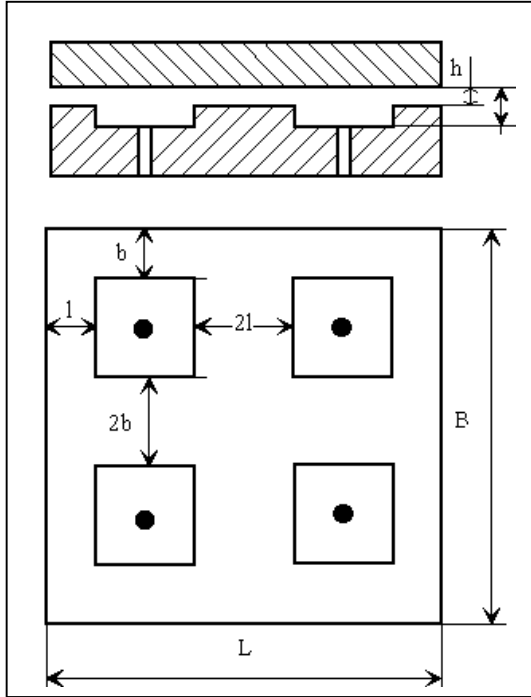


Figure 2. Schématisation d'une butée à 4 alvéoles.

2. EQUATIONS DE BASE

Dans la présente étude, nous avons utilisé des modèles de butées hydrostatiques rectangulaires à une et quatre alvéoles, lubrifiées par fluide incompressible polaire, schématisés en figures 1-2 et dont les caractéristiques géométriques et de fonctionnement se trouvent au tableau 1.

TABLEAU 1. CARACTÉRISTIQUES GÉOMÉTRIQUES ET CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU PALIER

Caractéristiques géométriques	Symbole	Unité	Valeur
Longueur	L	m	1
Largeur	B	m	1
Longueur (portée)	l	m	1/3, 1/6
Largeur (portée)	b	m	1/3, 1/6

Épaisseur du film	h	m	20×10^{-6}
-------------------	---	---	---------------------

Dans l'hypothèse des films minces visqueux [3] où les forces de viscosité prédominent, un fluide polaire incompressible et isotherme obéit aux lois de comportement suivantes :

A. Conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = -\bar{\nabla}p + \mu(\bar{\nabla} \times (\bar{\nabla} \times \bar{u})) - \eta \Delta^2 \bar{u} \quad (1)$$

où ρ est la densité, \bar{u} le vecteur de vitesse, p la pression, μ la viscosité et η un nouveau paramètre du matériau responsable du couple de contrainte;

B. Conservation de la masse

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

C. Conservation de l'énergie [4]

$$\rho \dot{e} = T_{(ij)} D_{ij} + M_{ij}^D \frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \rho r - q_{j,j} \quad (3)$$

Où; e est la densité d'énergie interne par unité de masse; q_i est le flux d'énergie par unité d'air; r source de chaleur interne par unité de masse.

D. Equations constitutives [5]

$$T_{ij} = T_{(ij)} + T_{[ij]} = -p\delta_{ij} + 2\mu D_{ij} - \frac{1}{2} e_{ijk} M_{rk,r} \quad (4)$$

$$M_{ij}^D = 4\eta \frac{\partial w_i}{\partial x_j} + 4\eta' \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

Où ;

$T_{[ij]} = \frac{1}{2}(T_{ij} - T_{ji}) = T_{ij}^A$ la partie anti-symétrique du tenseur des contraintes; et $M_{ij}^D = M_{ij} - \frac{1}{3} M_{rr} \delta_{ij}$ la partie déviatorique du tenseur des couples de contraintes;

3. EQUATION DE REYNOLDS MODIFIÉE

L'équation de Reynolds modifiée est obtenue par l'intégration de l'équation de continuité à travers l'épaisseur du film fluide. Dans le cas des butées hydrostatiques, où la capacité de charge est obtenue par pressurisation extérieure et l'épaisseur du film y est constante, l'équation de Reynolds écrite pour un fluide polaire s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{G(\ell, h)}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{G(\ell, h)}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (6)$$

Avec :

$$G(\ell, h) = h^3 - 12\ell^2 h + 24\ell^3 \operatorname{th} \left(\frac{h}{2\ell} \right) \quad (7)$$

Les conditions aux limites sur la pression à satisfaire sont (Fig. 1) :

$$\begin{cases} p(x, z) = p_{\text{alv}} & \text{sur la surface de l'alvéole} \\ p(x, z) = 0 & \text{sur les extrémités de la butée} \end{cases} \quad (8)$$

4. CALCUL DES PERFORMANCES STATIQUES DES BUTÉES

4.1. Champ de pression dans le film

Le champ de pression hydrostatique est obtenu à partir de l'intégration de l'équation de Reynolds modifiée (6) en satisfaisant les différentes conditions aux limites (8) liées à l'alimentation et à l'environnement dans lequel fonctionne la butée. La connaissance du champ de pression permettra de déduire aisément les performances statiques de la butée à savoir le champ de pression dans le fluide, la portance, le débit de fuite et la puissance dissipée.

4.2. Vitesses moyennes de l'écoulement

Le type d'écoulement rencontré dans les butées hydrostatiques est celui de Hagen- Poiseuille dû aux gradients de pression. Pour ce type d'écoulement, les vitesses moyennes s'expriment par :

$$\begin{cases} u_m = \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[1 - 12 \frac{\ell^2}{h^2} \left(1 - 2 \frac{\ell}{h} \operatorname{th} \left(\frac{h}{2\ell} \right) \right) \right] = - \frac{G(\ell, h)}{12\mu h} \frac{\partial p}{\partial x} \\ w_m = - \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left[1 - 12 \frac{\ell^2}{h^2} \left(1 - 2 \frac{\ell}{h} \operatorname{th} \left(\frac{h}{2\ell} \right) \right) \right] = - \frac{G(\ell, h)}{12\mu h} \frac{\partial p}{\partial z} \end{cases} \quad (9)$$

Les vitesses moyennes servent à calculer les débits de fuite dans les directions x et z de la butée.

4.3. Débits de fuite

Les vitesses moyennes servent à calculer les débits de fuite dans les directions x et z de la butée.

$$Q_x = \iint_{S \perp x} u dS \quad (10)$$

$$Q_z = \iint_{S \perp z} w dS \quad (11)$$

4.4. Puissance dissipée

L'intégration de la fonction visqueuse Φ , pour le cas de la butée à une alvéole, permet de calculer la puissance dissipée due au cisaillement dans le fluide :

$$P = \int_0^L \int_0^B \int_0^h \Phi dV \quad (11)$$

AVEC :

$$\Phi = \mathbf{T} : \nabla \mathbf{u} = T_{(ij)} D_{ij} + T_{[ij]} W_{ij} \quad (12)$$

Dans le cas d'un écoulement de films minces, les gradients de vitesse $\partial u / \partial x$, $\partial w / \partial x$, $\partial u / \partial z$ et $\partial w / \partial z$ sont négligeable devant $\partial u / \partial y$ et $\partial w / \partial y$. L'équation (12) se réduit à [6] :

$$\Phi = \mu \left\{ \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] - \ell^2 \left[\frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial^3 u}{\partial y^3} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} \right] \right\} \quad (13)$$

avec $\ell = \sqrt{\frac{\eta}{\mu}}$

qui peut s'écrire aussi :

$$\Phi = \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] - \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial^3 u}{\partial y^3} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} \right) \quad (14)$$

après intégration par rapport à la variable y, la puissance dissipée s'écrit :

$$P = \int_0^L \int_0^1 \left\{ \frac{G(\ell, h)}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} dx dz \quad (15)$$

5. RÉSULTATS ET DISCUSSION :

Dans ce paragraphe, nous allons étudier l'influence du paramètre des couples de contraintes sur les performances hydrostatiques, telles que la variation de la pression maximale dans le film, la capacité de charge hydrostatique (portance), le débit de fuite et la puissance dissipée, de la butée rectangulaire à une alvéole dont les caractéristiques sont reportées dans le tableau 1. Le régime d'écoulement est laminaire et la viscosité du lubrifiant est supposée constante [6].

5.1. L'effet du paramètre des couples de contraintes sur la capacité de charge, le champ de pression et la puissance dissipée

Les figures 2 à 5 montrent, respectivement, la variation du champ de pression, dans la section médiane de la butée, les contours des isobares dans les portées de la butée, la portance hydrostatique générée par la pression régnant dans l'alvéole et la puissance dissipée en fonction du paramètre ℓ .

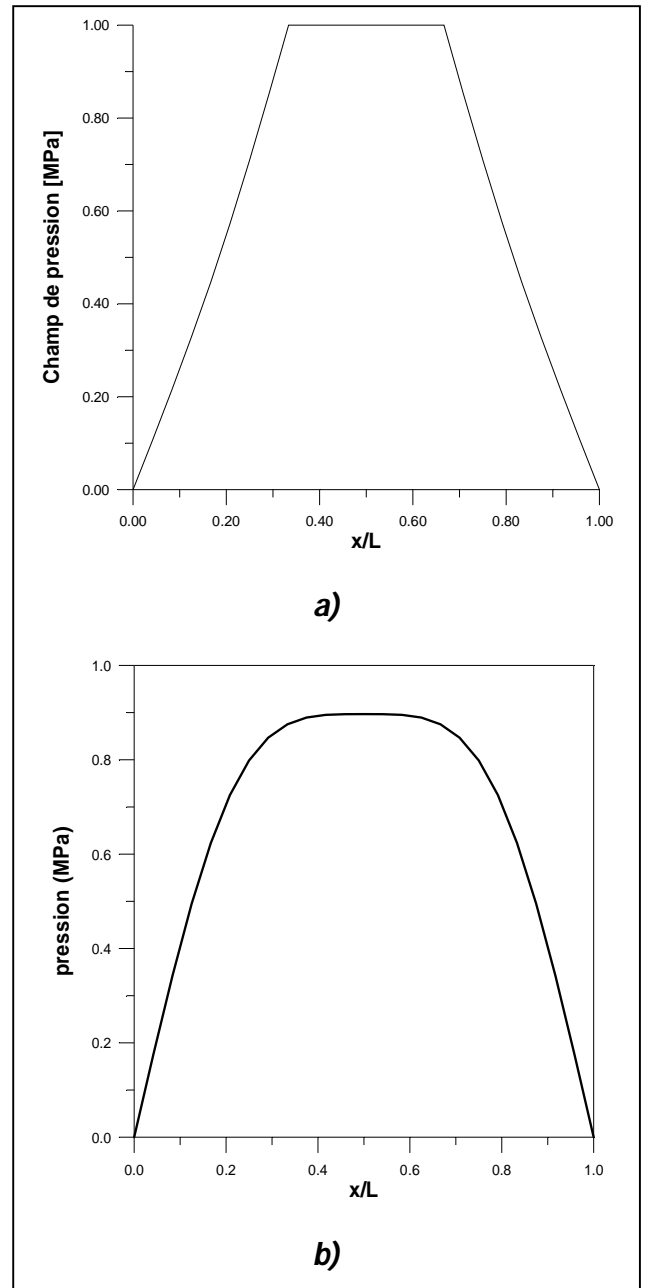


Figure 3. champ de pression dans la butée hydrostatique :

a) à une alvéole b) à quatre alvéoles

Les cotés courbes de la forme de la figure 2 représentent les gradients négatifs de la pression sur les portées de la butée.

La portance hydrostatique montré en figure 3 parait non affectée par le changement de la longueur de la chaîne moléculaire et reste constante qu'il s'agisse d'un fluide newtonien ou polaire.

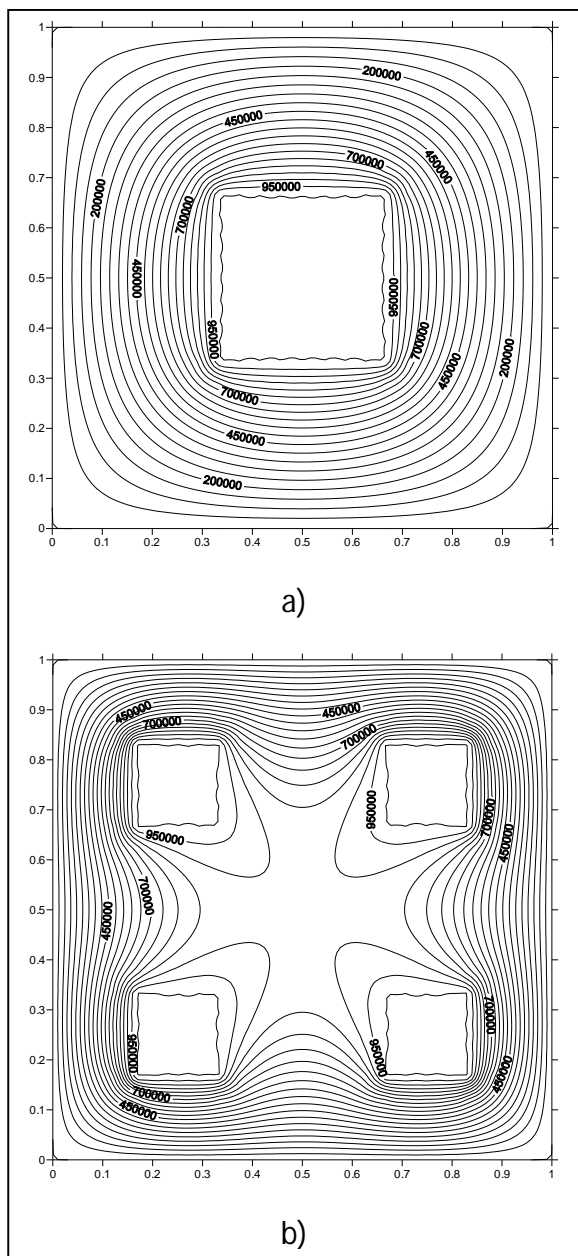


Figure 4. Contours des isobares dans une butée rectangulaire: a) à une alvéole
b) à quatre alvéoles.

La puissance dissipée, figure 4, est fonction décroissante de la longueur de la chaîne moléculaire. Pour les fluides newtoniens, où $\ell = 0$, sa valeur est de 0,834N. Alors que pour les fluides polaires la valeur de la puissance dissipée diminue avec l'augmentation de la longueur de la chaîne moléculaire, ce qui est en soit un résultat important simulant un des effets positifs apporté par l'ajout d'additifs dans les bases lubrifiantes, sachant qu'il s'agit de butées hydrostatiques, c'est-à-dire les surfaces en regard sont

immobiles l'une par rapport à l'autre, ce qui implique, déjà, un frottement négligeable.

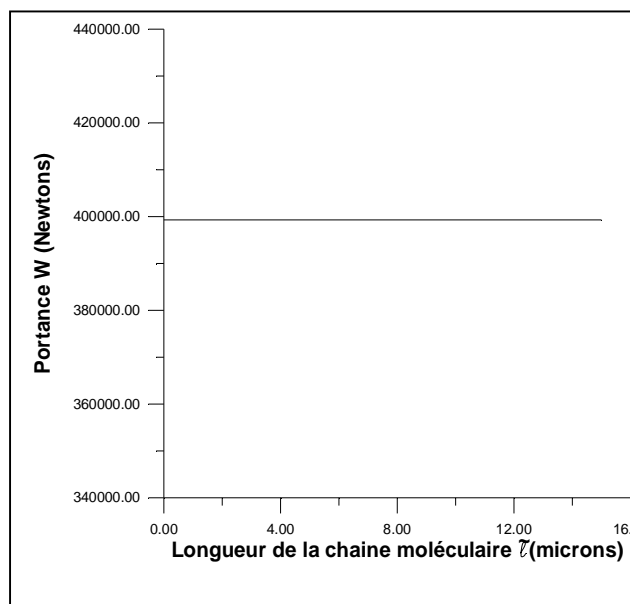


Figure 5. Variation de la portance en fonction de la longueur de la chaîne moléculaire.

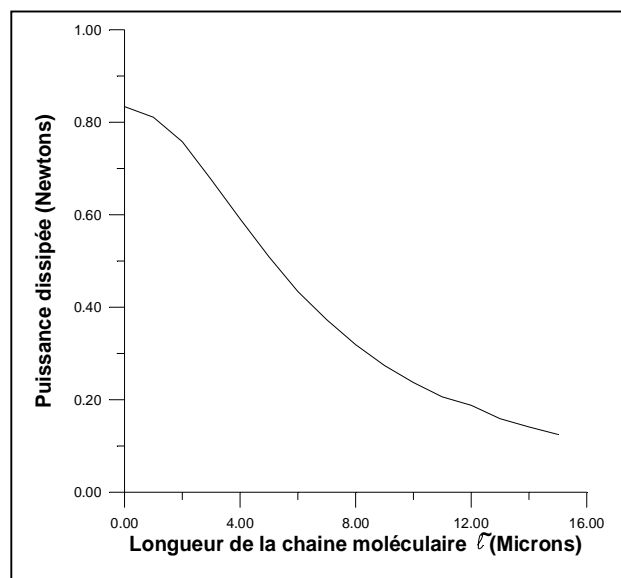


Figure 6. Variation de la puissance dissipée en fonction de la longueur du paramètre ℓ .

5.2. L'effet du paramètre de couple des contraintes sur les débit de fuite et le profil des vitesses

Les figures 6 à 8 montrent, respectivement, la variation du débit de fuite dans les directions x et z, les profils des vitesses et le champ des vitesses dans le plan de la butée pour les butées rectangulaire à une et quatre alvéole. La courbe de variation du débit est directement influencé par la variation de la longueur ℓ (Fig.6) et prend une allure

descendante quand ℓ croit, synonyme de résistance du fluide à l'écoulement.

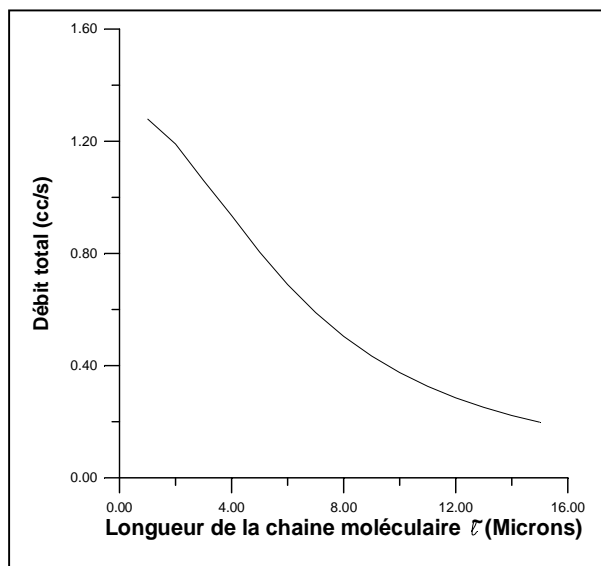


Figure 7. Variation du débit.

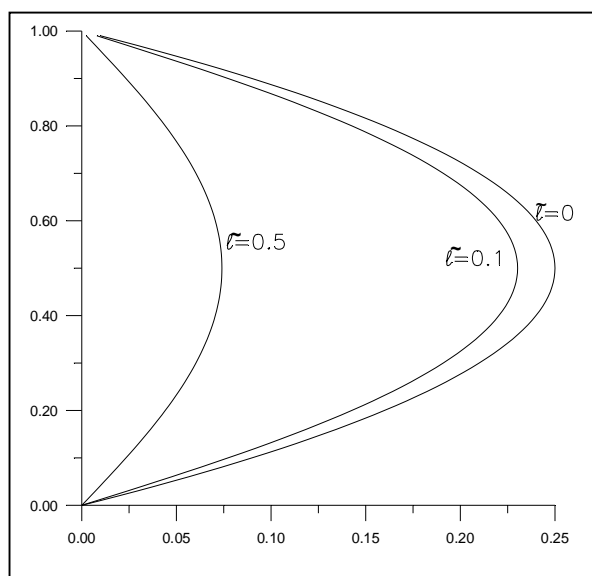


Figure 8. Variation du profil de la vitesse en fonction du paramètre ℓ .

En conséquence à la diminution du débit total par rapport à l'augmentation de la longueur ℓ , le profil des vitesses a tendance à se contracter au fur et à mesure que ℓ augmente.

La figure 8 matérialise le profil des vitesses entre les parois de la butée par des flèches indiquant le sens de l'écoulement.

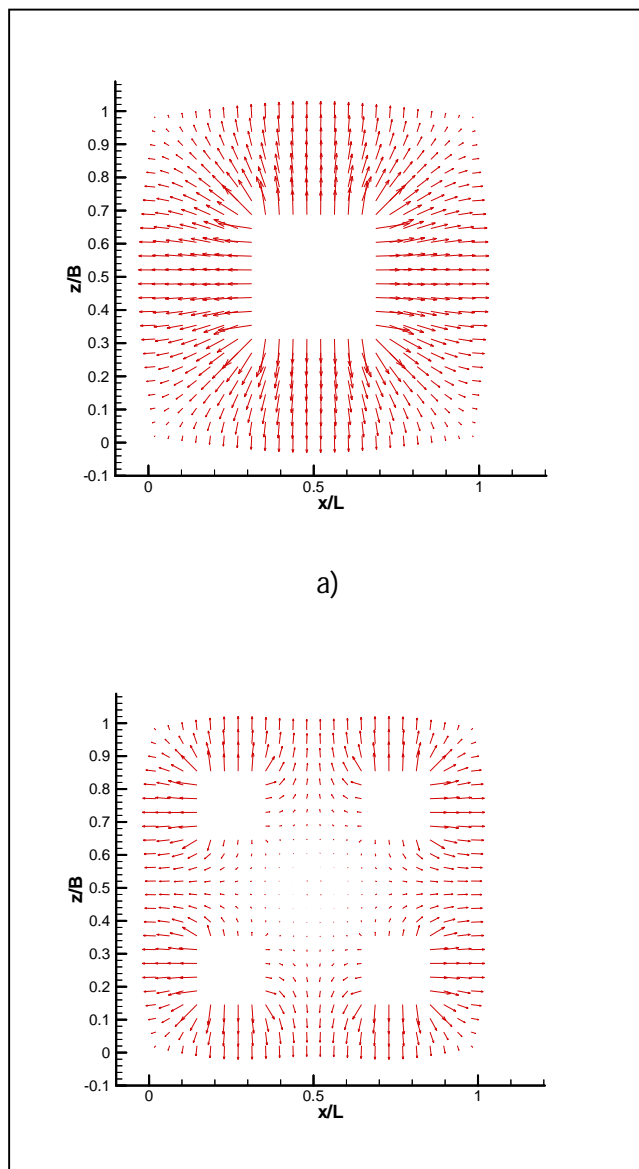


Figure 9. Champ de vitesse dans une butée hydrostatique : a) à une alvéole; b) à quatre alvéoles.

6. CONCLUSION :

Le travail présenté s'intéresse à l'étude théorique du comportement hydrostatique d'une butée rectangulaire à une et quatre alvéoles lubrifiées par un fluide polaire dont le comportement est non newtonien. Cette étude a montrée que la présence des additifs de viscosité a des effets non négligeables sur le comportement hydrostatique des butées, surtout pour les grandes valeurs du paramètre de couple des contraintes; c'est-à-dire dans le cas des polymères caractérisés par de longues chaînes moléculaires. Par comparaison aux huiles non additivées (newtonien). Effets perceptibles surtout dans la diminution conséquente du débit en fonction de la longueur de la chaîne (diminution traduite par le changement de profil des vitesses en fonction de ce paramètre), la diminution de

la pression maximale dans le film d'huile, et une augmentation importante de l'épaisseur du film.

7. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1]. V. K. Stokes, couple stresses in fluids, the physics of fluids, vol. 9, n° 9, September 1966.

[2]. J. M. Georges, Frottement, usure et lubrification, Eurolles, 2000.

[3]. J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, lubrification hydrodynamique : paliers et butées, collection des études de recherches d'EDF, Eyrolles, 1990.

[4]. L. E. Malvern, introduction to the mechanics of a continuous medium, Prentice-Hall, Inc., 1969.

[5]. X-L Wang, K-Q Zhu et C-L Gui : a study of a journal bearing lubricated by couple stress fluids considering thermal and cavitation effects, proc instn Mech Engrs Vol 216 part J: J Engineering Tribology, IMechE 2002.

[6]. Rowe, Hydrostatic and hybrid bearing design, Liverpool Polytechnic, 1993.