

Caractérisation de L'Ecoulement de Fluides Oswaldiens dans un Faisceau à Cylindres Rotatifs

H. Ameer^a, M. Bouzit^b, Y. Kamla^b

^a*Institut des Sciences et Technologies, Centre Universitaire Ahmed Salhi, Naama, Algérie
(houari_ameur@yahoo.fr)*

^b*Faculté de Génie Mécanique, USTO-MB, B.P. 1505 El M'naouar Oran, Algérie*

Résumé

La caractérisation des écoulements entre deux cylindres a été entreprise par voie de simulation numérique. Le cylindre interne tourne avec une vitesse de rotation constante, tandis que l'externe reste fixe. Le fluide mis en procédé présente un comportement pseudoplastique, modélisé par la loi d'Oswald De Waele. L'influence de la vitesse d'entrée d'écoulement et la rhéologie évolutive du fluide sur la structure hydrodynamique a été étudiée. Le processus est supposé isotherme dans un régime laminaire.

Abstract:

The flow fields between two cylinders are investigated via numerical simulation. The inner cylinder turns with a constant angular velocity, while and the external cylinder is kept stationary. The working fluid has a shear thinning behavior, modeled by the Oswald De Waele's law. The effect of inlet velocity of fluid flow and the rheological properties of the fluid on the flow fields is studied. The process is supposed isothermal and laminar.

Mots-clés : fluide oswaldien, cylindre rotatif, hydrodynamique, simulation numérique.

1 Introduction

Le problème des écoulements des fluides complexes dans la zone d'entrée de deux cylindres concentrés, avec la rotation du tube interne, est d'une importance considérable dans diverses applications, citons à titre d'exemple le design des systèmes de refroidissement des machines électriques, les échangeurs de chaleur et les chambres de combustion.

Plusieurs fluides industriels présentent un comportement non newtonien définie par des caractéristiques rhéologiques, comme les peintures, colles, huiles, ancre, polymères, aliments et beaucoup d'autres. La rhéologie considérée dans ce travail, est nommée, la loi de puissance, est la plus

fréquentée dans les problèmes des écoulements de fluides non newtoniens, est peut être utilisée pour représenter l'équation constitutive pour les solutions de polymères, plastiques ...etc.

La zone d'entrée d'écoulement laminaire de fluides visqueux entre deux cylindres coaxiaux, a été analysée par un ensemble d'auteurs [1-5]. Batra et Sudarsan [6] se sont intéressés par l'étude numérique du phénomène du transfert de chaleur pour deux cylindres coaxiaux stationnaires. En utilisant un code de calcul basé sur la méthode des différences finies, Mehrotra et Pathience [7] aussi qu'Etemad et al. [8] ont simulé l'écoulement de fluide pseudoplastique dans des conduites rectangulaires.

Dans le présent travail, on traite, par voie numérique, l'écoulement de fluides pseudoplastiques à travers deux cylindres concentriques. Le cylindre interne est en mouvement rotatif, tandis que l'externe reste fixe.

Le code de calcul ANSYS CFX 14.0, basé sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations de conservation, a été entrepris pour effectuer les simulations.

2 Hypothèses du problème

La géométrie du problème étudié est montrée sur la figure 1, considérons les hypothèses suivantes :

- Le fluide est supposé incompressible et non newtonien (pseudoplastique), l'indice structurel n varie entre 0.4 et 1.
- Le nombre de Reynolds (Re_g) est inférieur à 1000 pour que le régime demeure laminaire,
- Le processus est considéré isotherme et stationnaire,
- La vitesse de rotation du cylindre interne est $\omega = 10$ tr/s, le cylindre externe reste fixe. Le rapport des rayons entre les deux cylindres $S = R_1/R_2 = 0.5$

Suivant ces hypothèses, et en utilisant les considérations de Prandtl (conditions aux limites) [9], les équations gouvernantes sous formes de coordonnées polaires pour un fluide Oswaldien sont :

$$\text{L'équation de continuité : } \frac{\partial(rV)}{\partial r} + \frac{\partial(rU)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Les équations de quantité de mouvement r , θ et Z respectivement sont:

$$\frac{w^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (2)$$

$$v \frac{\partial w}{\partial r} + u \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{vw}{r} = \frac{k}{\rho} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \left[r \frac{\partial(w/r)}{\partial r} \right]^n \right) \quad (3)$$

$$v \frac{\partial u}{\partial r} + u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{k}{\rho r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^n \right) \quad (4)$$

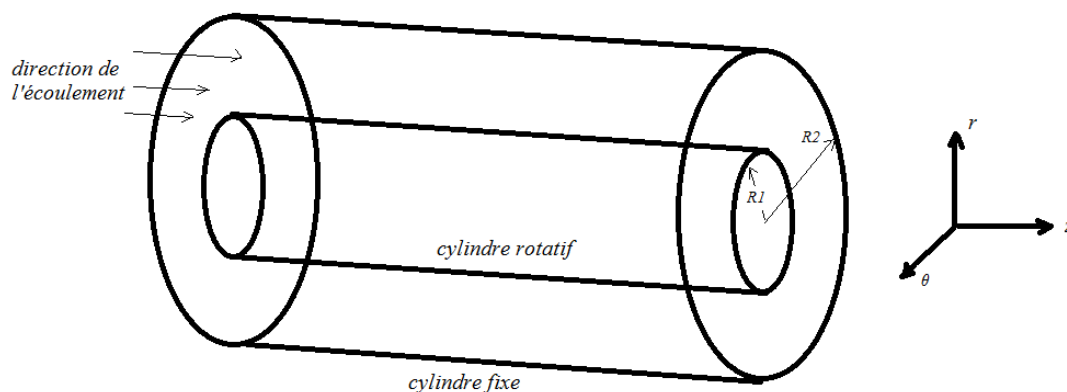


FIG. 1 – Géométrie du problème étudié

3 Résultats et discussion

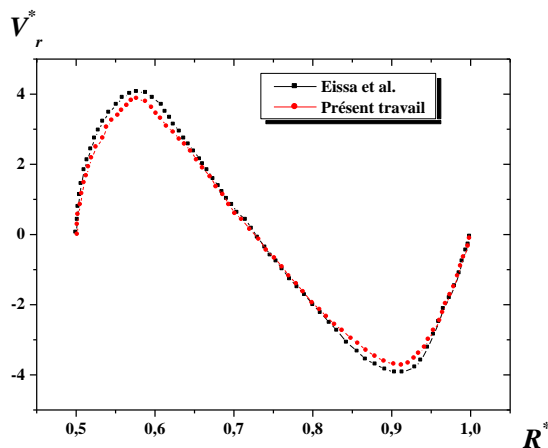


FIG. 2 – Variations de vitesse radiale pour $n = 0.5$

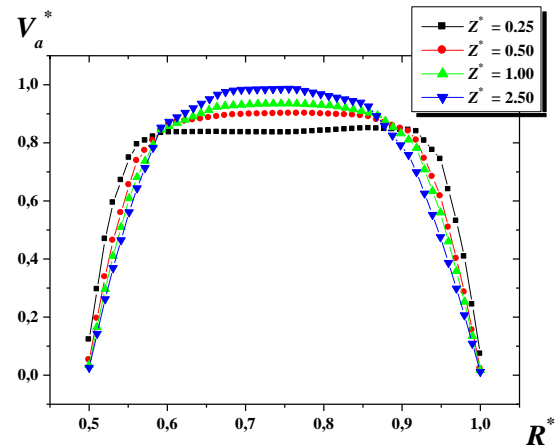


FIG. 3 – Evolution de la vitesse axiale pour $Re_g = 700, n = 0.7$

Avant de commencer l'investigation, un test a été effectué concernant la fiabilité et la performance du code de calcul. A cet objectif, on a considéré les mêmes conditions opératoires que celle présent par Eissa et *al.* [5]. Ça concerne l'écoulement entre deux cylindres coaxiaux, avec un rapport $S = 0.5$, le tube interne tourne à une vitesse constante, par contre que l'externe reste immobile. Le fluide injecté a un comportement pseudoplastique. Pour un indice structurel $n = 0.5$, la variation de la vitesse radiale le long du rayon entre les deux cylindres est présentée sur la figure 2. La confrontation de nos résultats avec ceux d'Eissa et *al.* [5] montre un accord satisfaisant.

3.1 Influence de la position axiale de la conduite

Aux différentes sections de la direction longitudinale Z^* et suivant la position radiale R^* , la composante axiale de la vitesse U^* est montrée sur la figure 4. Proche des parois, cette variable prend des valeurs assez faibles jusqu'à devenir nulles au contact immédiat avec la paroi, mais dans la zone intermédiaire les mouvements de particules fluides deviennent plus intenses. Dans la région d'entrée du tube, et pour $Z^* = 0.25$ à titre d'exemple, on remarque une stabilité autour de 0.86, mais plus on s'éloigne vers la sortie, l'écoulement se développe pleinement, que signifie la forme parabolique du profil à $Z^* = 2.5$.

La composante radiale V_r^* est aussi suivit pour différentes positions Z^* (figure 3), elle (V_r^*) est nulle sur les parois des deux cylindres (interne ou externe), en quittant le tube interne la courbe commence à remonter pour atteindre une valeur maximale au voisinage de $1/4$ du rayon R^* , puis diminue jusqu'à arriver à la même valeur maximale avec un signe moins, une autre remontée est remarquée à partir de $1/75$ du R^* pour rejoindre le valeur nulle à $R^* = 1$. Le mouvement rotatif de la conduite interne provoque des forces de cisaillement qui sont plus accentuées dans la zone d'entrée, la stabilité du tube externe fait exciter encore ces contraintes, ce qui a décomposé l'écoulement en deux courants opposés. A mesure que l'on s'éloigne de l'entrée du tube, ces forces viennent de s'affaiblir, ce qui est traduit par la diminution de la valeur maximale $V_{r \max}^*$.

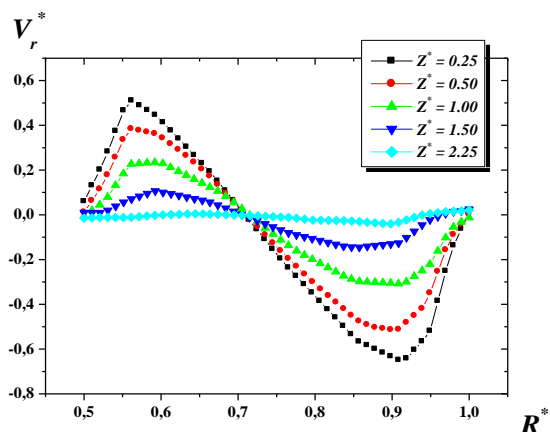


FIG. 4 – Variations de la vitesse radiale pour $Re_g = 700$, $n = 0.7$

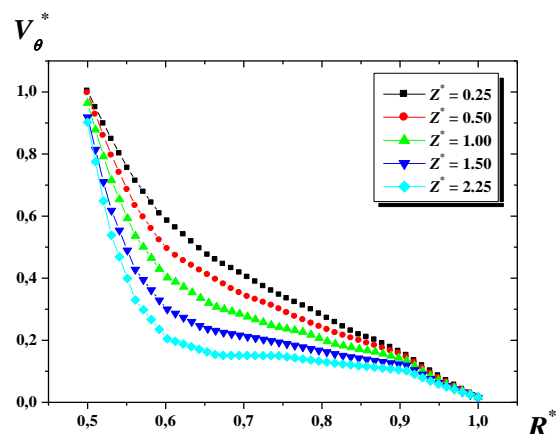


FIG. 5 – Evolution de la vitesse tangentielle pour $Re_g = 700$, $n = 1$

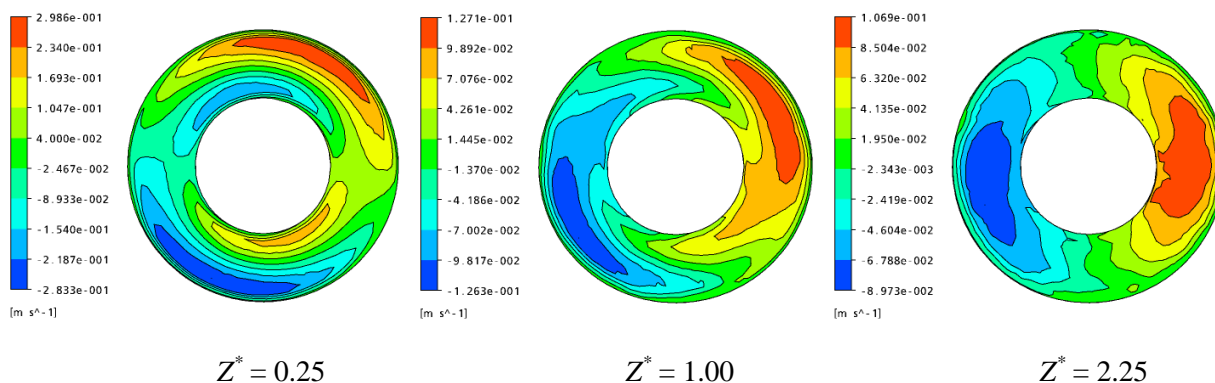


FIG. 6 – Vitesse tangentielle pour différentes positions avec $n = 0.4$, $Re_g = 600$

Sur la même longueur, et pour les mêmes positions axiale Z^* , on a suivi l'évolution de la vitesse tangentielle en fonction du rayon (figure 5). Cette variable est maximale au contact immédiat avec la paroi interne, puis elle décroît en se dirigeant vers le tube externe jusqu'à devenir nulle. La décroissance est plus rapide d'autant qu'on s'éloigne de la zone d'entrée.

Comparons les résultats illustrés sur les figures 3, 4 et 5 : alors ce sont les composantes radiale et tangentielle de la vitesse qui s'affaiblissent encore vers la sortie du canal, tandis que la vitesse axiale est plus dominante.

Les planches de la figure 6 représentent les contours de vitesse tangentielle pour différents plans horizontaux. A l'entrée de la conduite, l'écoulement tourne avec le cylindre interne en petits blocs séparés, à mesure que l'on s'approche vers la sortie, l'écoulement se développe encore plus et les lignes de courant viennent de s'interférer. A noter ainsi que l'intensité de la composante tangentielle se perd pour Z^* croissant.

3.2 Influence de rhéologie

La rhéologie évolutive du fluide a un effet considérable sur l'hydrodynamique induite, différents tests ont été effectués pour une gamme de variations d'indice structurel (n) allant du 0.4 à 1. Les figures 7 et 8 représentent l'évolution de la vitesse radiale et axiale respectivement. L'accroissement du n provoque

de fortes contraintes de cisaillement, ce qui fait diviser l'écoulement en deux courants inverses avec des intensités importantes (figure 7). En suivant la direction axiale (figure 8), les deux courbes montrent de profils similaires, mais pour $n = 0.7$ l'épaisseur est légère. Autrement dit : la zone d'écoulement motivé est plus large avec l'augmentation de l'indice de comportement.

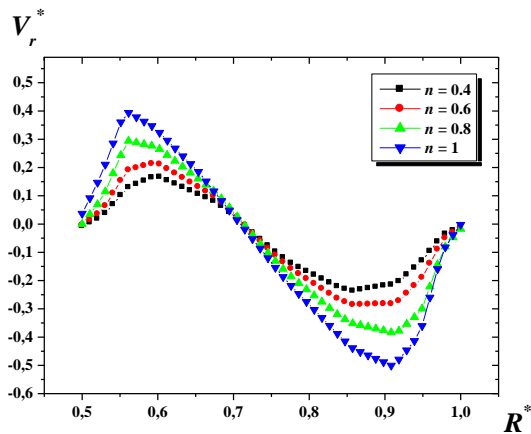


FIG. 7 – Variations de la vitesse radiale pour $Re_g = 700, Z^* = 0.5$

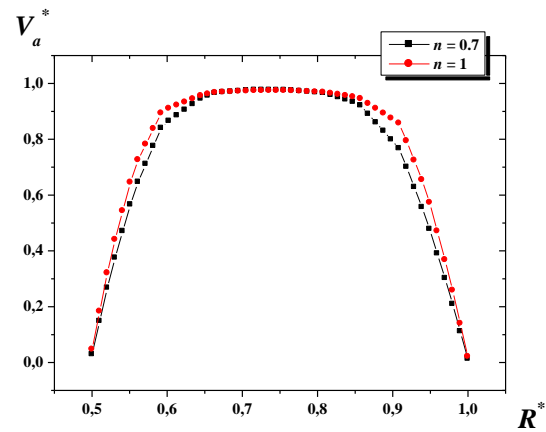


FIG. 8 – Variations de la vitesse axiale pour $Re_g = 700, Z^* = 2.25$

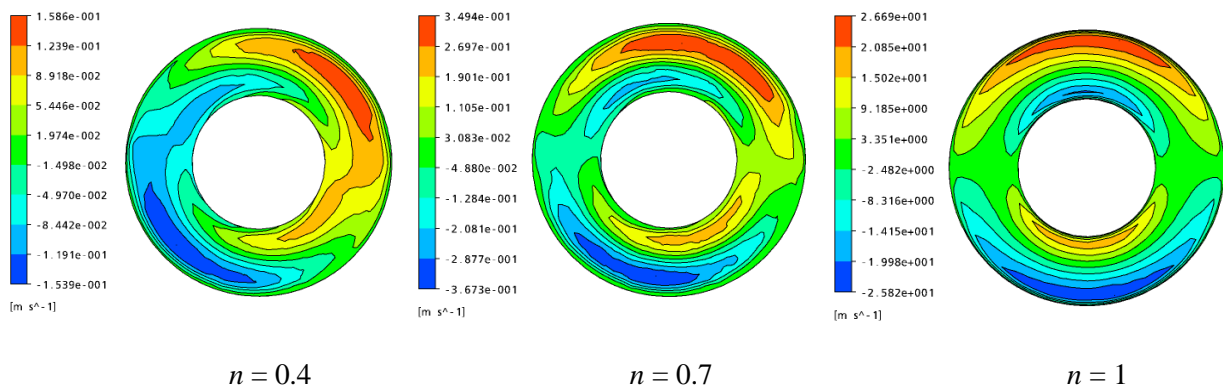
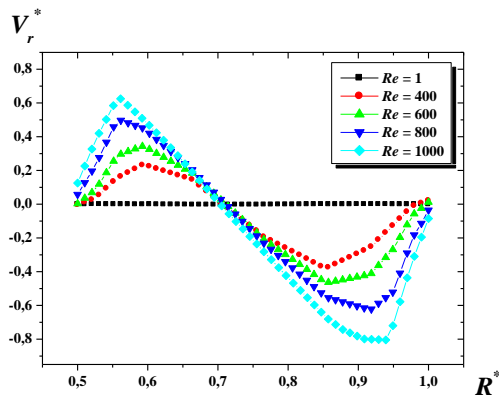
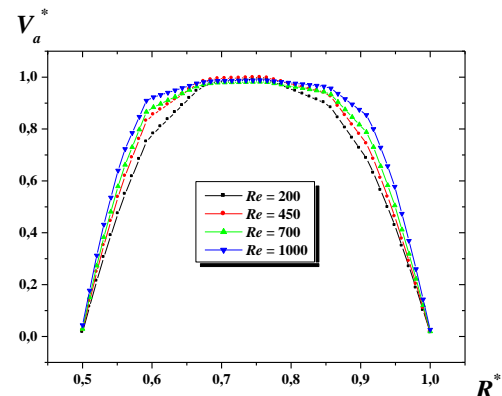
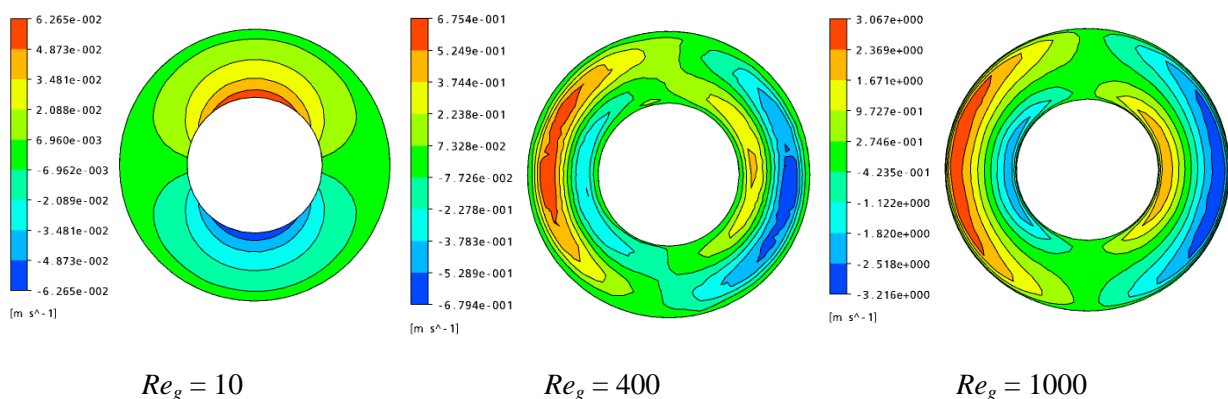


FIG. 9 – Contours de vitesse tangentielle pour $Re_g = 600, Z^* = 0.5$

Sous une autre forme et pour une autre composante de vitesse, la conclusion tirée précédemment est confirmée (figure 9). Les contours révèlent des blocs bien interférés pour $n = 0.4$, dès que n commence à augmenter, ces blocs viennent de se séparer avec une intensité croissante. La décroissance de l'indice structurel n , engendra une diminution de viscosité et un développement rapide de l'écoulement.

3.3 Influence du régime hydrodynamique

Le régime hydrodynamique traduit par le nombre de Reynolds (Re_g) représente un facteur d'importante influence sur la structure des écoulements induits. Pour une gamme de variation du Re_g allant jusqu'à 1000, le test est effectué.

FIG. 10 – Vitesse radiale pour $n = 0.7, Z^* = 0.5$ FIG. 11 – Vitesse axiale pour $n = 1, Z^* = 2.25$ FIG. 12 – Contours de vitesse tangentielle pour $n = 0.7, Z^* = 0.5$

Sur la figure 10 est montré le développement de la vitesse radiale pour un fluide pseudoplastique caractérisé par $n = 0.7$. A très faible valeur du nombre de Reynolds ($Re_g = 1$), V_r^* est quasi nulle, mais la croissance continue du Re_g engendre de fort cisaillement, par conséquent $V_{r\max}^*$ est plus intense. La vitesse axiale est ainsi suivie en fonction du rayon R^* (figure 11), il est clairement illustré que la taille de la zone d'écoulement motivée est en proportionnalité avec le régime hydrodynamique. Phénomène encore vérifié par la représentation des contours de vitesse tangentielle (figure 12).

4 Conclusion

L'étude hydrodynamique de l'écoulement de fluide non newtonien à travers deux cylindres concentriques a été élaborée par simulation numérique. En comparant nos résultats avec ceux d'autres littératures, la fiabilité et la performance du code de calcul entrepris pour effectuer les calculs (CFX 14.0) ont été confirmés.

Quelques paramètres qui peuvent toucher la structure des écoulements induits ont été testés : la position géométrique, le nombre du Reynolds et la rhéologie évolutive du fluide. Les résultats illustrés sur ce papier permettent de noter les points suivants :

En s'éloignant de la zone d'entrée de la conduite, l'écoulement se développe encore pleinement, les vitesses radiale et tangentielle s'affaiblissent et la composante axiale devient plus dominante.

Avec la croissance du nombre de Reynolds, et la diminution de l'indice structurel l'écoulement se développe rapidement.

Références bibliographiques

- [1] J. Sestak, M. Houska, R. Zinty, Dostal M., Helical flow of power law fluids, Proceeding of the Golden Jubilee Meeting of the British Society of Rheology and Third European Rheology Conference, Edinburgh, UK, 3–7 Sep, 1990, pp. 437-440.
- [2] M. Dostal, R. Zitny, J. Sestak, Helical flow of power-law fluids, *AIChE Journal* 39 (1993) 189-192.
- [3] M.P. Escudier, P.J. Oliveira, F.T. Pinho, Fully developed laminar flow of purely viscous non-Newtonian liquids through annuli, including the effects of eccentricity and inner-cylinder rotation, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 23 (2002) 42-73.
- [4] M.P. Escudier, P.J. Oliveira, F.T. Pinho, S. Smith, Fully developed laminar flow of non-Newtonian liquids through annuli: comparison of numerical calculations with experiments, *Experiments in Fluids* 33 (2002) 101-111.
- [5] S.M. Eissa, H. Sharaf-El-Din, Entrance region flow of a power-law fluid in concentric annuli with rotating inner wall, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33 (2006) 654-665.
- [6] R.L. Batra, V.R. Sudarsan, Laminar flow heat transfer in the entrance region of concentric annuli for power law fluids, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 95 (1992) 1-16.
- [7] A.K. Mehrotra, G.S. Patience, Unified entry length for Newtonian and power-law fluids in laminar flow, *Canadian Journal of Chemical Engineering* 68 (1990) 529-533.
- [8] S.G. Etemad, A.S. Mujmuder, B. Huang, Viscous dissipation effects in entrance region heat transfer for a power law fluid flowing between parallel plates, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 15 (1994) 122-131.
- [9] H. Schlichting, *Boundary Layer Theory*, 7th edition, McGraw-Hill, New York, 1979.