

# Analyse Numérique de la Convection Forcée Turbulente Dans une Conduite Horizontale Munie des Chicane Transversales (Comparaison Entre Deux Modèles de Chicane : Losange et Triangulaire)

Younes MENNI<sup>1</sup>, Rachid SAIM<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables (URMER), Département de Physique, Faculté des Sciences, Université Abou Bekr Belkaid, BP 119, 13000 Tlemcen, Algeria.

<sup>2</sup> Laboratoire Energétique et Thermique Appliquée (ETAP), Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie, Université Abou Bekr Belkaid, BP 230, 13000 Tlemcen, Algeria

E-mail: Youtifa\_URMER.Physic@hotmail.fr

**Résumé :** L'objectif du présent travail est d'étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent d'air en convection forcée stationnaire à l'intérieur d'un canal horizontal de section rectangulaire, contenant deux chicanes transversales attachées en chevauchement dans les deux parois mères de la conduite. Une étude comparative entre deux différentes formes de chicanes est abordée à savoir une forme losange et triangulaire. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle k- $\epsilon$  à bas nombre de Reynolds (LRN), sont résolues par la Méthode des Volumes Finis (FVM) à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les profils de vitesse axiale et les champs de vitesse et de température ainsi que la variation du coefficient de friction et la distribution du nombre de Nusselt sont présentés pour un cas d'exemple type.

**Mots clés :** Convection forcée, canal rectangulaire, chicane losange, chicane triangulaire, volumes finis, Fluent.

## 1. Introduction

Les appareils d'échange thermique sont largement utilisés dans l'industrie chimique, production d'électricité, et les industries de raffinage du pétrole. Les déflecteurs sont de première importance dans les échangeurs de chaleur, car ils commandent le parcours du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur. Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales [1]-[3] que numériques [4]-[6]. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds.

Dans ce travail on présente une analyse numérique des caractéristiques dynamiques et thermiques d'un écoulement turbulent stationnaire d'air en convection forcée, à bas nombre de Reynolds, le long d'une conduite rectangulaire à parois isothermes en présence de chicanes transversales losanges et ou triangulaires.

## 2. Formulation mathématique

Le modèle physique à étudier est un canal horizontal bidimensionnel de section rectangulaire à parois rigides, immobiles et isothermes, contenant deux chicanes transversales (figure 1a) en deux formes différentes, une première forme losange (figure 1b) et une deuxième forme triangulaire (figure 1c).

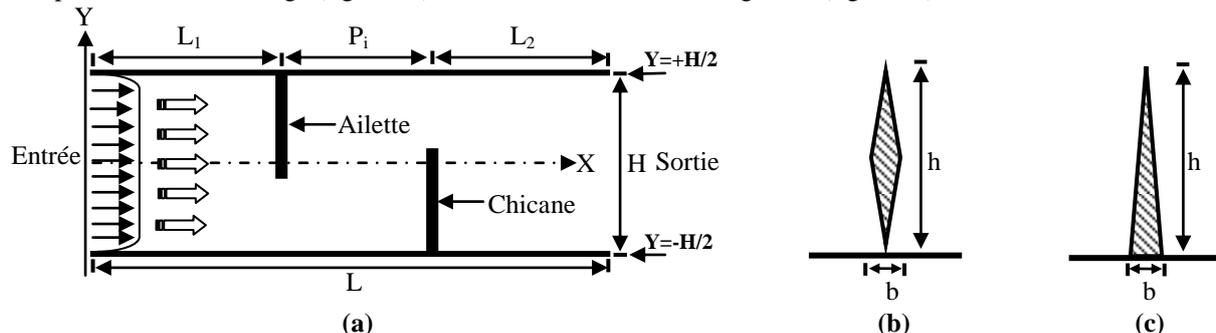


Figure 1 : (a) Géométrie du problème, (b) Chicane losange : cas 1 ; (c) Chicane triangulaire : cas 2.

L'écoulement turbulent est axisymétrique, bidimensionnel et en régime stationnaire. Le fluide est newtonien, incompressible à des propriétés physiques constantes. Les profils de vitesse et de température sont uniformes à l'entrée. Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable. Le modèle de turbulence k-ε à bas nombre de Reynolds (LRN) (Version de Versteeg et Malalasekera 1995) sera utilisé afin de caractériser l'écoulement turbulent dans la géométrie considérée.

Dans ces conditions, les équations de transport à considérer traduisant le principe de conservation de la masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de la turbulence pour un fluide avec des propriétés constantes, peuvent être écrites sous la forme conservative suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + S_\phi \quad (1)$$

Où  $\phi$  est un vecteur composé des grandeurs  $u$ ,  $v$ ,  $k$ ,  $T$  et  $\varepsilon$ .

$u$  et  $v$  sont respectivement les vitesses moyennes locales dans les directions  $x$  et  $y$ .

$k$  est l'énergie cinétique turbulente,  $T$  est la température et  $\varepsilon$  est le taux de dissipation de l'énergie de turbulence.

$\Gamma_\phi$  et  $S_\phi$  sont respectivement les coefficients de la diffusion turbulente et le terme source associés à la variable  $\phi$ .

Pour résoudre le système d'équations (1) présenté ci-dessus, des conditions aux limites sont nécessaires aux bords de la géométrie simulée. Sur le plan hydraulique nous nous sommes basés sur les données expérimentales publiées par Demartini et al. [2]. Pendant que, les conditions aux limites thermique sont choisies conformément aux travaux expérimentaux de Nasiruddin et Siddiqui [3], (Tableau 1).

Tableau 1 : Conditions aux limites du problème.

$\phi$	$u$ (m/s)	$v$ (m/s)	$T$ (°C)	$K$ (m <sup>2</sup> /S <sup>2</sup> )	$\varepsilon$ (m <sup>2</sup> /S <sup>2</sup> )
Entrée fluide	$U_{in}=7.8\text{m/s}$	0	$T_{in}=27$	$0.005U_{in}^2$	$0.1 k_{in}^2$
Sortie fluide	$\partial u/\partial x = 0$	$\partial v/\partial x = 0$	$\partial T/\partial x = 0$	$\partial k/\partial x = 0$	$\partial \varepsilon/\partial x = 0$
Parois	0	0	$T_w=102$	0	0

Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique  $D_h$  est pris selon l'expérience de Demartini et al. [2] et il est égal à  $Re=8,73 \times 10^4$  ( $U_0=7.8\text{m/s}$  est la référence). Ce paramètre adimensionnel est défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho U_0 D_h}{\mu} \quad (2)$$

Le coefficient de frottement ( $C_f$ ) et le nombre du Nusselt local ( $Nu_x$ ) sont calculés comme suit :

$$C_f = \frac{2 \tau_w}{\rho U_0^2} \quad (3)$$

$$Nu_x = \frac{h_c D_h}{\lambda_f} \quad (4)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique,  $\mu$  la viscosité dynamique,  $\overline{U_0}$  la vitesse axiale moyenne de la section,  $\tau_w$  le taux de cisaillement à la paroi,  $h_c$  le coefficient de transfert de chaleur convective et  $\lambda_f$  la conductivité thermique de fluide.

### 3. Solution numérique

Le système d'équations différentielles (1) obtenu avec les conditions aux limites associées est résolu numériquement par la Méthode des Volumes Finis développée par Patankar [7] et le couplage vitesse-pression est traité à l'aide de l'algorithme SIMPLE [7]. Le schéma Quick [7] est utilisé pour la discrétisation des termes de convection et de diffusion, et un système de Second Ordre a été utilisé pour les termes de pression. Un maillage régulier et structuré en chaque région du canal avec des éléments de type quadrilatéral et triangulaire, été utilisé car il été jugé plus adéquate pour la géométrie proposée. Ce maillage est fortement concentré près de chicanes pour capturer les gradients élevés de vitesse et température, et un nombre total des nœuds de  $420 \times 220$  été employé pour modéliser l'écoulement de fluide dans ce problème selon les directions axiale et radiale respectivement. Plusieurs grilles ont été testées afin de vérifier que la solution est indépendante du maillage.

Pour valider le présent code de calcul, une comparaison est faite avec les résultats numériques et expérimentaux obtenus par Demartini et al. [2] dans le cas d'une conduite rectangulaire munie des chicanes planes, et les données physiques sont résumées ainsi :  $Pr=0,71$ ,  $Re=8.73 \times 10^4$ ,  $U_{in}=7,8\text{m/s}$ ,  $L=0,554\text{m}$ ,  $H=0,146\text{m}$ ,  $h=0,08\text{m}$ ,  $b=0,01\text{m}$ ,  $L_1=0,223\text{m}$ ,  $Pi=0,152\text{m}$ ,  $L_2=0,179\text{m}$  et  $D_h=0,167\text{m}$ .

La comparaison présentée sur la figure 2 et pour une position axiale située près de la sortie du canal à  $x=0,525\text{m}$ , montre une bonne concordance entre les vitesses moyennes axiales.

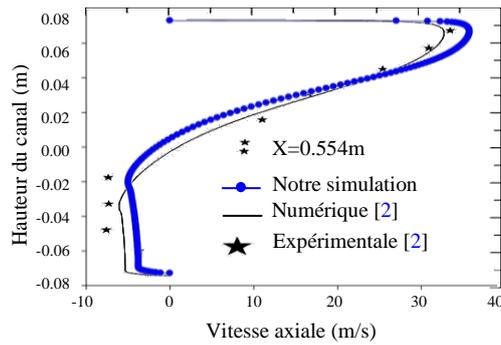


Figure 2 : Validation de la simulation numérique avec l'expérience [2].

#### 4. Resultats et discussion

Pour toutes les simulations réalisées dans cette étude, nous avons adopté les paramètres suivants : (i) Le nombre de Reynolds est pris constant  $Re=5000$ , (ii) Le nombre de Prandtl de l'air à la température de référence (300K) est  $Pr=0.7$ , (iii) L'intensité de la turbulence à l'entrée du canal est fixée à  $I=02\%$ .

La figure 3 montre le champ de vitesse axiale pour les deux cas traité, (a) chicane losanges, (b) chicane triangulaires. Ces résultats donnent une bonne visualisation de l'évolution de l'écoulement où le comportement général est presque identique. On remarque clairement que les valeurs de vitesse sont très faibles au voisinage des deux chicanes surtout dans les régions situées en aval, en raison de la présence des zones de recirculation. On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque chicane et les parois du canal, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement. On remarque aussi que les plus hautes valeurs de vitesse apparaissent près du haut du canal avec un processus d'accélération qui commence juste après la seconde chicane.

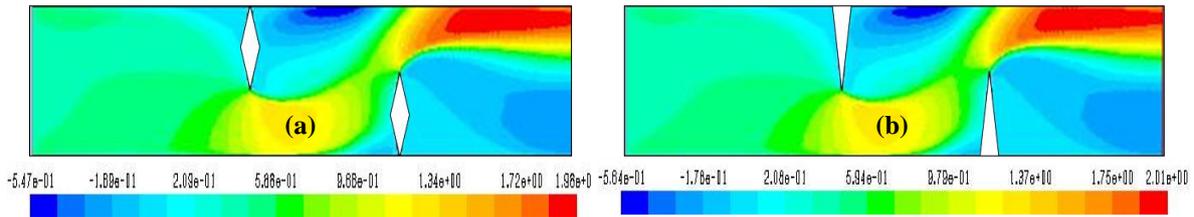


Figure 3 : Champs de vitesse axiale pour les deux cas étudiés, (a) Chicane losanges ; (b) Chicane triangulaires.

La variation de vitesse axiale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles qui présentent des valeurs positives et négatives. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de vitesse pour ces sections :  $x=0.159$ ,  $x=0.189$ ,  $x=0.255$ ,  $x=0.285$ ,  $x=0.315$ ,  $x=0.345$  et  $x=0.525m$ . La figure 4 montre les profils de vitesse axiale adimensionnelle en amont de la première chicane dans les deux cas traités (Cas1 : losange) et (Cas2 : triangulaire) pour les deux positions axiales à  $x=0.159m$  et à  $x=0.189m$ . On remarque clairement que la présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse axiale, alors que dans la moitié inférieure, l'écoulement commence à s'accélérer au voisinage du passage sous l'ailette. On remarque aussi que le cas d'utilisation des chicanes triangulaires assure des vitesses axiales plus élevées que celui dans le cas des chicanes losanges en amont de la première chicane.

La figure 5 présente les profils de vitesse axiale adimensionnelle entre la première et la deuxième chicane à des distances égales à  $0.032m$  et  $0.062m$  après la première chicane, correspondant à des positions  $x=0.255m$  et  $x=0.285m$  de l'entrée, respectivement. On constate une réduction des vitesses axiales dans la partie supérieure du canal. Le phénomène le plus important dans cette région, réside dans la formulation d'une recirculation de l'écoulement avec des valeurs de vitesse très faibles (vitesses négatives). Concernant la deuxième zone, située entre l'extrémité de l'ailette et la paroi inférieure, l'écoulement est caractérisé par des vitesses relativement élevées, approchant ainsi des valeurs de l'ordre de  $290\%$  de la vitesse d'entrée ( $U_{in}=0.45m/s$ ). Cette élévation est générée par l'effet de réduction de la section de passage. L'air est alors accéléré par l'effet de la contraction. Ce qui a été remarqué aussi, l'écoulement en présence de chicanes en forme triangulaire s'accélère de plus en plus de gauche vers la droite en augmentant la taille de la zone de recirculation.

Le développement axial de la vitesse adimensionnelle dans la zone intermédiaire à des positions situées en amont de la deuxième chicane à des distances égales à  $x=0.06m$  et  $x=0.03m$  avant la deuxième chicane, correspondant à des positions  $x=0.315m$  et  $x=0.345m$  de l'entrée du canal est présenté sur la figure 6.

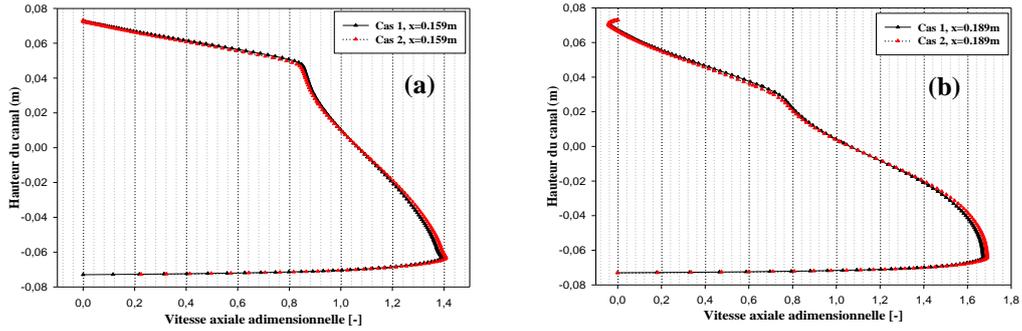


Figure 4 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle en amont de la première chicane, (a)  $x=0.159$  ; (b)  $x=0.189$ .

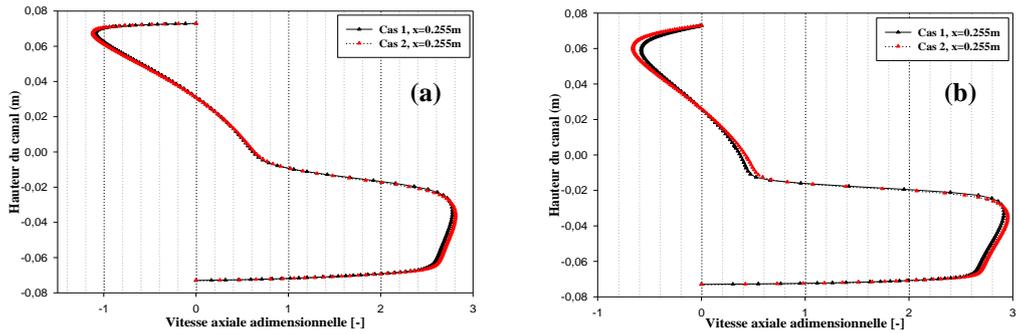


Figure 5 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle en aval de la première chicane, (a)  $x=0.255$  ; (b)  $x=0.285$ .

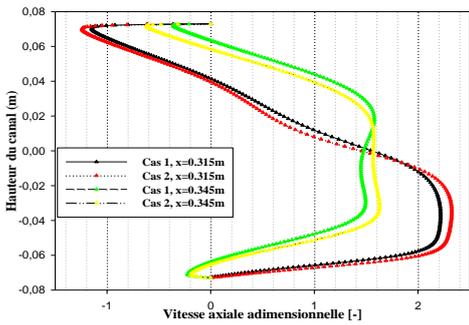


Figure 6 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle en amont de la deuxième chicane.

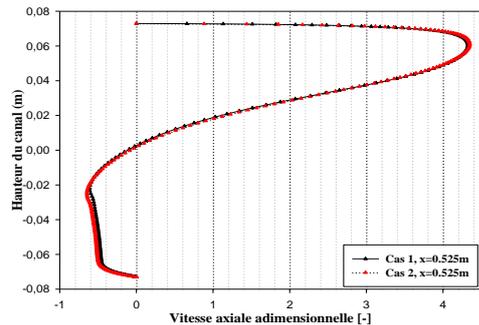


Figure 7 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle près de la sortie du canal.

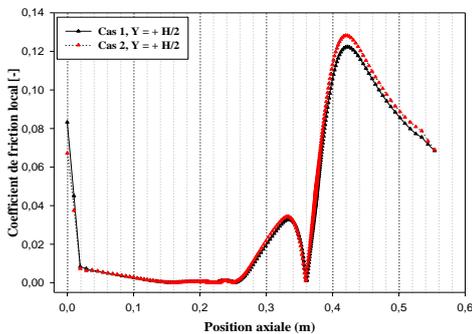


Figure 8 : Variation du coefficient de friction local le long de la paroi supérieure du canal.

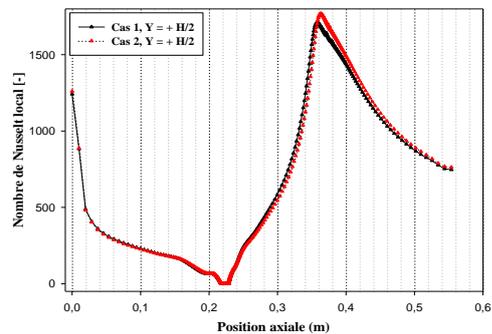


Figure 9 : Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi haute du canal.

Dans les deux configurations étudiées (cas1 et cas2), on remarque que l'écoulement en se rapprochant de la deuxième chicane, sa vitesse est réduite dans la partie inférieure. Alors que dans la partie supérieure, l'écoulement commence à s'accélérer vers cette brèche au-dessus de la seconde chicane jusqu'à la sortie. Cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence des zones de

recirculation en aval de chaque chicane qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement. Ces tourbillons se produisent en leur voisinage, se développent et augmentent très fortement la résistance à l'écoulement. Ces mouvements désordonnés, localisés, caractérisés par des valeurs négatives observées sur les figures 5 et 6. Ces remarques sont valables pour les deux types de chicanes analysés, à ces deux sections, on a bien confirmé que les chicanes triangulaires assurent l'augmentation de vitesse de l'écoulement dans les deux sens (positif et négatif). A la sortie du canal, à la position axiale à  $x=0.029\text{m}$  avant la sortie, on a présenté aussi les profils de vitesse axiale adimensionnelle sur la figure 7. Lors du passage de fluide dans la section  $x= 0.525\text{m}$ , juste avant la sortie du canal, la valeur de la vitesse axiale pour les deux cas étudiés atteint environ  $1.95\text{m/s}$ , soit 4.2 fois plus élevée que la vitesse d'entrée. Ces valeurs sont seulement possibles en raison de la très forte recirculation vers l'arrière de la deuxième chicane. Les résultats montrent aussi que l'introduction de la forme triangulaire des chicanes assure des vitesses axiales plus élevées que celles des chicanes losanges.

En général, l'augmentation de transfert de la chaleur est concernée avec la pénalité dans les termes de coefficient de friction qui induit une augmentation de la chute de pression. La figure 8 montre la variation du coefficient de frottement le long de la paroi haute pour les deux configurations étudiées (cas 1 : losange et cas 2 : triangulaire). On remarque que les valeurs les plus élevées du coefficient de friction se trouvent dans la zone intermédiaire à cause de la recirculation du fluide et à la sortie. Cette dernière est causée par l'orientation de l'écoulement par la deuxième chicane vers la partie supérieure du canal avec des grandes vitesses, et pour cette raison on a présenté l'évolution de frottement que dans le mur supérieur. On constate aussi que les faibles valeurs de coefficient de frottement se localisent en amont de la première chicane et c'est causé par l'absence des obstacles. Les résultats montrent aussi que l'insertion des chicanes sous le type triangulaire induit à une accroissement de frottement et donc de la chute de pression et plus particulièrement dans la zone située entre le sommet de la seconde chicane et la paroi supérieure près de la sortie de la conduite. Le taux de transfert de chaleur, caractérisé par le nombre de Nusselt, est ensuite déterminé le long de la paroi supérieure pour les deux cas traités et représenté sur la figure 9. On constate que les minimums du taux de transfert chaleur sont observés au niveau de la base de cette chicane et que le nombre de Nusselt local augmente le long de la chicane et atteint son maximum sur sa face supérieure. Les résultats des calculs révèlent aussi que la forme triangulaire de chicanes a un effet significatif sur le transfert de chaleur convectif en termes du nombre de Nusselt local.

## 5. Conclusion

Les résultats numériques obtenus par la méthode des volumes finis, sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent d'air en convection forcée à l'aide du modèle  $k-\varepsilon$  à bas nombre de Reynolds et pour deux formes différentes de chicanes losange et triangulaire. L'analyse des résultats numériques du champ dynamique dans les deux configurations étudiées, montre que l'écoulement est assez désorganisé surtout près des parois solides. Un vortex fort en aval de chaque chicane est observé. Cette perturbation est due induite à la séparation d'écoulement. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du coefficient de friction et du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur. L'utilisation des chicanes triangulaires assure une augmentation considérable de vitesse par apport aux chicanes de forme losange mais le seul inconvénient est provoqué à une augmentation du coefficient de friction. Il a été constaté aussi que la forme triangulaire de la chicane assure une intensification meilleure de transfert de chaleur en termes du nombre de Nusselt local.

## Références

- [1] C. Berner, F. Durst and D.M. McEligot, Flow around Baffles, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 743-749, 1984.
- [2] L.C. Demartini, H.A. Vielmo and Q.V. Möller, Numeric and experimental analysis of turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 26, N°2, pp. 153-159, 2004.
- [3] M.H. Nasiruddin and K. Siddiqui, Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, N°2, pp. 318-328, 2006.
- [4] B.W. Webb and S. Ramadhyani, Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1679-1687, 1985.
- [5] K.M. Kelkar and S.V. Patankar, Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins, *Journal of heat transfer*, Vol. 109, pp. 25-30, 1987.
- [6] J.R. Lopez, N.K. Anand and L.S. Fletcher, Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 30, pp. 189-205, 1996.
- [8] S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences*, Hemisphere Pub. Corp., McGraw-Hill, 1980.