



Revue des Sciences et Sciences de l'Ingénieur

ISSN 2170-0737

Journal homepage : <http://www.RSSI.lagh-univ.dz>



Contribution Numérique à l'Étude Bidimensionnel de la Convection Forcée Turbulente Dans un Canal Horizontal Muni des Chicane Transversales Sous Forme Rectangulaire Arrondie

Y. MENNI, A. AZZI, C. ZIDANI

*Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables (URMER),
Département de Physique, Faculté des Sciences, Université Abou Bekr Belkaid,*

Corresponding author: Youtifa.URMER.Physic@hotmail.fr

Résumé ; cette étude numérique est menée pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un fluide Newtonien incompressible à des propriétés constantes, circulant en convection forcée à travers une conduite bidimensionnelle horizontale de section rectangulaire, contenant deux chicanes transversales sous forme rectangulaire arrondie. Les parois du canal sont rigides, immobiles et isothermes. Le régime d'écoulement est considéré permanent et purement turbulent. Le nombre de Reynolds est pris variable ($4500 \leq Re \leq 18000$). Les équations gouvernantes, basées sur le modèle $k-\varepsilon$ standard employé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'utilisation de l'algorithme SIMPLE. Des simulations numériques ont été faites à l'aide du code FLUENT 6.3. Les paramètres de l'étude numérique sont le nombre de Reynolds et la taille de chicane. En particulier, les champs de vitesse et de température, les profils de vitesse axiale et de température totale, la variation du coefficient de friction ainsi que l'évolution du nombre de Nusselt ont été présentés. Les résultats numériques 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 friction augmentent avec le nombre de Reynolds. Les résultats indiquent aussi que, pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient d'échange thermique et la perte de pression augmentent avec l'augmentation de la hauteur des chicanes.

Mots clés: capteur solaire à écoulement d'air, CFD, chicanes rectangulaires arrondies, convection forcée, conversion solaire thermique, écoulement turbulent.

Abstract - The purpose of this paper is to examine the turbulent flow and forced convection heat transfer characteristics of air for rectangular horizontal two-dimensional channel provided with flat-rounded transverse baffles which are arranged on the bottom and top channel walls in a periodically staggered way. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the channel ranging from 4500 to 18000. The governing equations that describe the flow and energy were integrated by the finite volumes method, in two dimensions, employing the FLUENT 6.3 software with the standard $k-\varepsilon$ model to describe the turbulence. In particular, flow and energy fields, pressure loss, and local and average heat transfer coefficients were obtained. The experimental runs were carried out for different values of Reynolds numbers and baffle heights at constant wall temperature condition along the top and bottom walls. The numerical results show that the flow is characterized by strong deformations and large recirculation regions. In general, Nusselt number and friction coefficient increase with the flow Reynolds number. The results also indicate that the heat transfer and pressure loss parameters increase as the baffle height does, for a given flow rate.

Keywords: air solar collector, CFD, flat-rounded baffles, forced convection, thermal solar conversion, turbulent flow.

I. Introduction

Les convertisseurs thermo-solaires plans à air constituent une catégorie spéciale des échangeurs chaleur. Ils ont presque tous le même principe de fonctionnement, mais leurs différences résident dans le choix des éléments qui les constituent. [1]. Le composant principal de n'importe quel système solaire est le capteur solaire. C'est un dispositif qui transforme le rayonnement solaire reçu en chaleur et échange celle-ci avec le fluide caloporteur qui traverse le milieu du collecteur. Il est utilisé en général dans le chauffage des locaux, la climatisation solaire, les serres solaires, les centrales thermiques, l'alimentation des machines de réfrigération et plus particulièrement dans le domaine du séchage des produits agro-alimentaire [2].

Un des problèmes essentiels de l'utilisation de l'énergie solaire est les faibles échanges thermiques réalisés avec l'air dans la veine dynamique du capteur solaire. Ces échanges ne permettent pas d'obtenir de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique de ces systèmes. Par contre, l'introduction d'obstacles (chicanes et ailettes) disposées en rangées dans les conduits de ces systèmes améliore nettement les transferts thermiques [3-5]. Cette adjonction nécessite, bien entendu, la prise en considération de la forme, des dimensions, du nombre de rangées et de la disposition de ces chicanes.

En outre, la forme de l'entrée et de la sortie du capteur doit être bien choisie afin d'éviter les zones mortes dans ce dernier [6-9]. Ces chicanes en générale, sont découpées dans des tôles, elles peuvent se faire soit sur l'isolant, soit sous l'absorbeur, soit par la combinaison des deux, elles forcent l'air caloporteur à circuler dans une section très réduite dans le conduit de canal, de façon à assurer une bonne irrigation de l'absorbeur et favoriser la création des turbulences à proximité de celui-ci et d'autre part, à rallonger la trajectoire de l'air et réduire les zones mortes, favorisant ainsi un meilleur échange thermique convectif et par conséquent, améliorant le rendement [10-12].

En se basant sur les travaux expérimentaux dans ce domaine, les basses caractéristiques thermo-physiques d'air utilisé comme fluide caloporteur en convection forcée

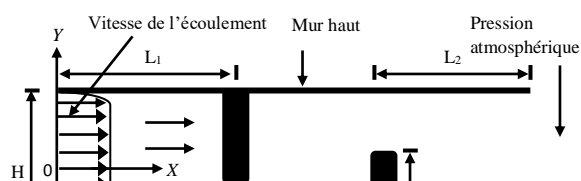
dans les capteurs solaires exigent un écoulement d'air turbulent [13,14].

Le but de cette étude est le traitement bidimensionnel par simulation numérique de l'écoulement turbulent incompressible d'un fluide caloporteur en convection forcée permanente dans un canal horizontal rectangulaire muni des chicanes transversales arrondies utilisées pour améliorer les performances des capteurs solaires plans à air. L'impact de la variation du nombre de Reynolds en écoulement et de la hauteur des chicanes et ailettes arrondies sur les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur convectif dans le canal sera examiné et analysé.

II. Formulation mathématique

Position du Problème

Le domaine d'étude schématisé par la figure 1 est une conduite bidimensionnelle de section rectangulaire plane de diamètre hydraulique $D_H=0.167\text{m}$ et de longueur $L=0.554\text{m}$, à parois rigides, immobiles, isothermes et distantes de $H=0.146\text{m}$ (voir Fig. 1a), équipé par deux chicanes transversales identiques solides sous forme rectangulaire arrondie (voir Fig. 1b) attachées en chevauchement dans les parois mères du canal. La première chicane est située dans la partie supérieure du canal à $L_1=0.223\text{m}$ de l'entrée et la deuxième se situe dans la partie inférieure à $L_2=0.179\text{m}$ de la sortie. Chaque chicane a une hauteur $h=0.08\text{m}$ et une largeur $e=0.01\text{m}$. Le nombre de Prandtl de l'air à la température de référence (300K) est $Pr=0.71$. À l'entrée, ce dernier à un profil de vitesse uniforme, $U_{in}=7,8\text{m/s}$. Ces dimensions sont choisies en se basant sur les travaux expérimentaux publiés par Demartini et al. [15].



Contribution Numérique à l'Étude Bidimensionnel de la Convection Forcée Turbulente Dans un Canal Horizontal Muni des Chicane Transversales Sous Forme Rectangulaire Arrondie

Fig.1. (a) Schéma représentatif du problème, et (b) chicane rectangulaire arrondie.

Cette conduite est traversée par un écoulement d'air turbulent stationnaire satisfaisant les hypothèses suivantes:

- L'écoulement bidimensionnel et permanent.
- Propriétés thermo-physiques du fluide (air) supposées constantes.
- Profils de vitesse et de température uniformes à l'entrée.
- Température des parois constante.
- Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- Le modèle de turbulence est celui de $k-\varepsilon$ standard, décrit par Launder and Spalding [16].

Mise en equation

Dans ces conditions, les équations de transport à considérer 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 ϕ est un vecteur composé des grandeurs u , v , T , k , et ε .

u et v sont respectivement les vitesses moyennes locales dans les directions x et y . k est l'énergie cinétique turbulente. ε est le taux de dissipation turbulente. Γ_{ϕ} et S_{ϕ} sont respectivement les coefficients de la diffusion turbulente et le terme source associés à la variable ϕ .

Les expressions de ϕ , Γ_{ϕ} et S_{ϕ} sont présentées de la manière suivante:

Équation de continuité:

$$\phi = 1 \quad (2)$$

$$\Gamma_{\phi} = 0 \quad (3)$$

$$S_{\phi} = 0 \quad (4)$$

Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (OX):

$$\phi = u \quad (5)$$

$$\Gamma_{\phi} = \mu_e \quad (6)$$

$$S_{\phi} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (7)$$

Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (OY):

$$\phi = v \quad (8)$$

$$\Gamma_{\phi} = \mu_e \quad (9)$$

$$S_{\phi} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \quad (10)$$

Équation d'énergie:

$$\phi = T \quad (11)$$

$$\Gamma_{\phi} = \frac{\mu_e}{\sigma_T} \quad (12)$$

$$S_{\phi} = 0 \quad (13)$$

Équation d'énergie cinétique turbulente:

$$\phi = k \quad (14)$$

$$\Gamma_{\phi} = \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (15)$$

$$S_{\phi} = -\rho \cdot \varepsilon + G \quad (16)$$

19

Équation de dissipation turbulente:

$$\phi = \varepsilon \quad (17)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (18)$$

$$S_\phi = (C_{1\varepsilon} f_1 G - C_{2\varepsilon} f_2 \rho \cdot \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} \quad (19)$$

avec

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (20)$$

$$\mu_e = \mu_t + \mu_t \quad (21)$$

$$\mu_t = f_\mu \rho \cdot C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (22)$$

$C_\mu=0.09$, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$, and $\sigma_T=0.9$ sont les constantes turbulentes du model k - ε standard (Launder and Spalding [16]).

Conditions aux limites

Des conditions aux limites en hydrodynamiques (Demartini et al. [15]) et en thermiques (Nasiruddin et Kamran Siddiqui [17]) sont imposées sur les parois de la conduite et de chicanes ainsi qu'à l'entrée et à la sortie. Les conditions aux limites à chaque surface du domaine de calcul sont les suivantes :

A l'entrée du canal (0, y):

$$u(0, y) = U_{in} = 7.8 \text{ m/s} \quad (23)$$

$$v(0, y) = 0 \quad (24)$$

$$T_f(0, y) = T_{in} = 300 \text{ K} \quad (25)$$

$$k(0, y) = 0.005 U_{in}^2 = k_{in} \quad (26)$$

$$\varepsilon(0, y) = 0.01 k_{in}^2 = \varepsilon_{in} \quad (27)$$

Où k_{in} représente la condition d'admission pour l'énergie cinétique turbulente. ε_{in} est la condition d'admission pour la dissipation turbulente.

Aux parois (inférieure: $y=-H/2$, et supérieure: $y=+H/2$):

$$u = v = 0 \quad (28)$$

$$k = \varepsilon = 0 \quad (29)$$

$$T = 375 \text{ K} = T_w \quad (30)$$

A l'interface (solide-fluide), les conditions suivantes sont appliquées :

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} \quad (31)$$

$$T_f \Big|_{\bar{N}} = T_s \Big|_{\bar{N}} \quad (32)$$

Où \bar{N} est le vecteur vertical à surface de l'interface considérée.

A la sortie du canal (L,y), les conditions suivantes sont appliquées :

La pression statique dans cette section est égale à la pression atmosphérique,

$$P = P_{atm} \quad (33)$$

On assure que tous les gradients sont nuls,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \quad (34)$$

Le nombre de Reynolds, Re basé sur le diamètre hydraulique, D_H est pris selon l'expérience de Demartini et al. [15] et il est égal à $Re=8.73 \times 10^4$. Ce paramètre adimensionnel est défini comme suit:

$$Re = \frac{\rho \bar{U} D_H}{\mu} \quad (35)$$

L'expression du coefficient de friction local, C_f est définie comme suit:

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho \bar{U}^2} \quad (36)$$

Le nombre du Nusselt local est donné par:

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{\lambda_f} \quad (37)$$

Où τ_w représente le taux de cisaillement à la paroi. ρ est la masse volumique du fluide (constante). \bar{U} la vitesse axiale moyenne de la section. μ est la viscosité dynamique, et h_x le coefficient d'échange convectif local.

III. Solution numérique

Procédure numérique

Des simulations numériques ont été testées en variant le nombre d'éléments de calcul. Une stabilité et une convergence du modèle été atteinte pour tout les maillages. Un maillage structuré non uniforme avec des éléments de type quadrilatéral été utilisé car il été jugé plus adéquate pour la géométrie proposée, et un nombre de nœuds total de (380×120) dans les directions axiale et radiale, respectivement été employé. Les équations régissant du problème abordé sont résolues par

la méthode des volumes finis décrit par Patankar [18], en utilisant une formulation en deux dimensions avec l'algorithme SIMPLE [18] pour le couplage vitesse-pression. Le code FLUENT 6.3 [19] est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. Compte tenu les caractéristiques de l'écoulement, le schéma Quick de Patankar [18] a été appliqué aux interpolations, et un système de Second-Order a été utilisée pour les termes de pression. Le facteur de sous-relaxation a été soigneusement choisi pour empêcher de grandes variations dans le terme source. On a assumé que la solution est convergée quand le critère suivant a été satisfait.

$$\text{Max} \left(\frac{|\phi - \phi^*|}{|\phi^*|} \right) \leq \delta \quad (38)$$

Où ϕ^* dénote la valeur de l'itération précédente. ϕ représente les variables dépendantes u, v, p, k, ε , et T . δ est une erreur prescrite. Dans ce travail, on sélectionne $\delta=10^{-7}$ pour $\phi = (u, v, k, \varepsilon)$ et $\delta=10^{-9}$ pour $\phi = T$.

Choix du Maillage

Sur le plan numérique, nous avons utilisé un maillage bidimensionnel non uniforme de (175×95) pour modéliser l'écoulement de fluide dans ce problème, selon les directions horizontale et verticale, respectivement. Ce maillage est plus raffiné dans les régions à forts gradients de température et de vitesse, c.-à-d. près de l'entrée de la conduite, au niveau de l'interface solide-fluide et près des chicanes. Afin d'assurer l'indépendance de grille des résultats numériques, une série d'essais pour des maillages non uniformes a été effectuée pour des couples $(N_x, N_y) = (100, 65), (125, 75), (150, 85), (175, 95), (200, 105)$. Les résultats numériques obtenus sont présentés dans le tableau 1. Le choix de la distribution du maillage s'avère suffisant pour la série des essais du maillage étudiés. Ce choix est justifié par le fait que la différence entre les valeurs trouvées est inférieure à 1.25%.

Tableau 1: Validation du maillage pour une location transversale $x=0.525$ m, $Re=8.73 \times 10^4$.

| Grille | Ψ_{\max} | U_{\max} | V_{\max} |
|--------|---------------|------------|------------|
| 100×65 | 1.7639 | 35.4558 | 0.7865 |
| 125×75 | 1.7636 | 35.5704 | 0.7908 |
| 150×85 | 1.7633 | 35.6545 | 0.798 |
| 175×95 | 1.7603 | 35.70 | 0.805 |

| | | | |
|---------|------|-------|-------|
| 200×105 | 1.76 | 35.70 | 0.805 |
|---------|------|-------|-------|

Le tableau 1 montre les différentes grilles utilisées pour un nombre de Reynolds égal à 8.73×10^4 . Les différentes valeurs de la vitesse verticale (V_{\max}) et horizontale (U_{\max}) ainsi que la valeur maximale de la fonction de courant (Ψ_{\max}) sont ainsi présentés.

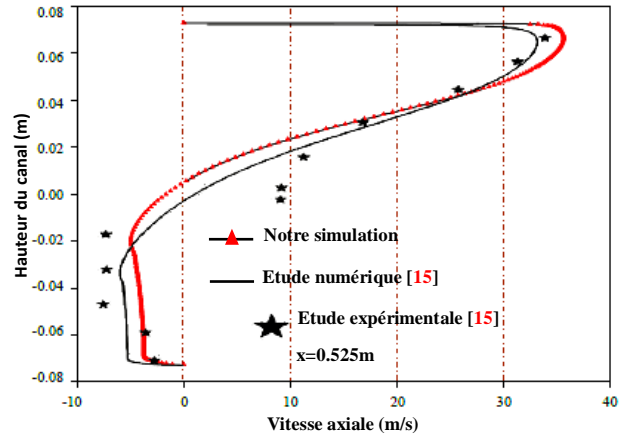


Fig.2. Validation du modèle numérique avec l'expérience [15].

L'analyse des résultats montre que le choix (175,95) est suffisant pour obtenir une indépendance des grandeurs présentées du maillage spatiale. 6500 à 7300 itérations ont été utiles pour atteindre la convergence du code.

Validation numérique

De manière à vérifier l'exactitude des résultats numérique obtenus dans la présente étude, une validation de notre modèle numérique à été faite en prenant en compte certaines études numériques et expérimentales disponibles dans la littérature. Les résultats de Demartini et al. [15], obtenus dans le cas d'un écoulement d'air turbulent incompressible en régime stationnaire dans un canal rectangulaire muni des chicanes transversales planes, ont été utilisés pour tester notre simulation par le software FLUENT 6.3. La comparaison a été faite en considérant à nombre de Reynolds égal à 8.73×10^4 . La comparaison des profils de vitesse axiale pour a positions axial $x=0,525$ m, située près de la sortie du canal est présentée sur la figures 2. Ces résultats montrent qu'il y a une très bonne concordance entre les vitesses axiales.

IV. Résultats et discussion

Les résultats obtenus par la simulation numérique à l'aide du code de calcul FLUENT 6.3, présentés sous forme de courbes, illustrent l'intérêt d'utilisation des chicanes transversales rectangulaires arrondies dans les échangeurs à faisceaux et à calandres et les capteurs solaires en vue de l'amélioration de leurs performances.

Structure de l'écoulement hydrodynamique et du champ thermique

La figure 3 montre la distribution du champ de vitesse axiale dans le conduit du canal pour $h=0.08\text{m}$ et $Re=4500$ ($U_{in}=0.4\text{m/s}$). Dans tous les cas, le côté important de deux régions des chicanes arrondies a été noté. Ce résultat donne une bonne visualisation de l'évolution de l'écoulement d'air autour des chicanes.

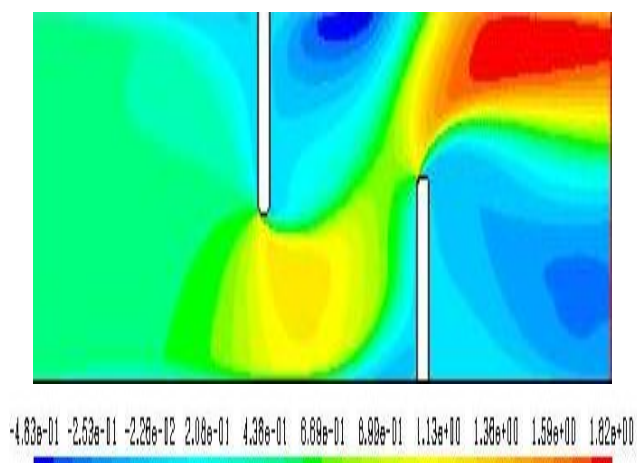


Fig. 3. Champ de vitesse axiale dans le canal muni des chicanes rectangulaires arrondies ($h=0.08\text{m}$ et $Re=4500$).

L'analyse des résultats computationnels dans le cas de la configuration examinée, montre que l'écoulement est assez désorganisé surtout près des parois solides. Une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane arrondie qui se déplace vers aval avec des valeurs de vitesse très faibles sont respectées. Cette perturbation est due induite à la séparation d'écoulement. L'analyse des résultats montre aussi qu'entre les deux chicanes arrondies, l'écoulement est caractérisé par des

vitesses relativement élevées en particulier dans les zones situées entre l'extrémité de chaque chicane et les parois du canal, approchant ainsi des valeurs de l'ordre de 455 % de la vitesse d'entrée ($U_{in}=0.4\text{m/s}$). 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. Cette structure d'écoulement va influencer considérablement la répartition du champ de température et va permettre un meilleur brassage du fluide qui va stimuler le transfert de chaleur comme on le verra par la suite.

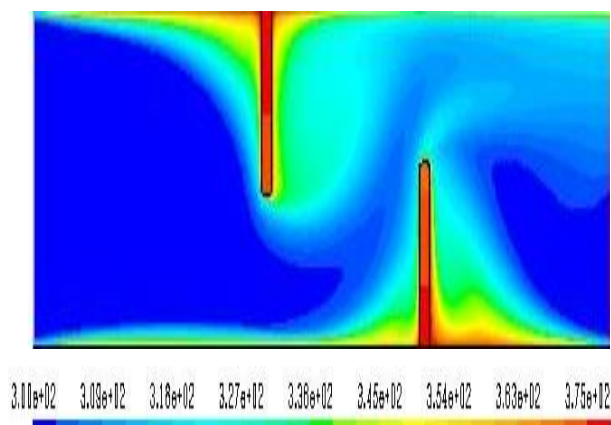


Fig.4. Distribution du champs de température totale dans le conduit du canal en présence des chicanes transversales planes arrondies ($h=0.08\text{m}$ et $Re=4500$).

L'analyse des isothermes (voir Fig. 4) montre que la température de l'air dans les zones de recyclage est sensiblement élevée par rapport à celle obtenue dans la même région sans chicane. Une baisse de température dans les régions situées entre le sommet de chaque chicane arrondie et les parois du canal ainsi que près de la sortie de la conduite, est observée. Les zones les plus chaudes sont, pour la plupart, localisées au voisinage des parois et aux extrémités des chicanes.

Effet de variation du nombre de Reynolds

Le calcul numérique est effectué pour différentes valeurs du nombre de Reynolds allant de 4500 jusqu'à la valeur de 18000 afin d'étudier l'effet de ces variations sur la structure de l'écoulement turbulent et du transfert de chaleur dans le canal à ailette et chicane arrondies.

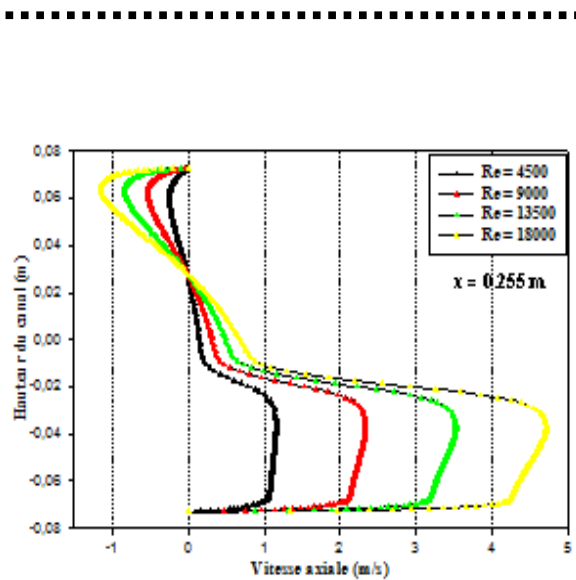


Fig.5. Effet de variation du nombre de Reynolds sur les profils de vitesse axiale entre la 1^{ère} et la 2^{ème} chicane arrondies, $h=0.08m$.

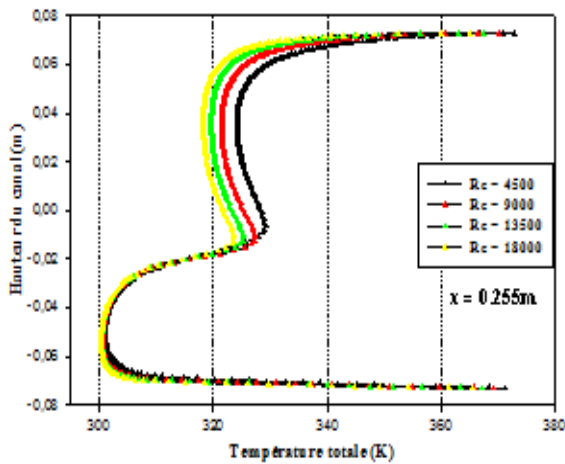


Fig.6. Effet de variation du nombre de Reynolds sur les profils de température totale entre la 1^{ère} et la 2^{ème} chicane arrondies, $h=0.08m$.

Les profils de vitesse axiale et de température totale en fonction du nombre de Reynolds sont montrés respectivement sur les figures 5 et 6 pour une position axiale située dans la zone intermédiaire à $x=0.255m$ de l'entrée. Il est clair que l'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées au plus basse partie du canal. Sa grandeur mesure presque trois fois la vitesse d'admission (0.4m/s). Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence de la

recirculation de l'écoulement derrière la première chicane. Ce qui a été remarqué aussi, pour des variations du nombre de Reynolds allant de 4500 à 18000, l'augmentation de ce dernier entraîne une accélération de l'écoulement (de gauche vers adroite) et causera une augmentation de la vitesse d'air, d'où la longueur des zones de recirculation est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds en écoulement. Thermiquement, de figure 6, on constate que le gradient de température au niveau des parois chauffées diminue avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Ceci est dû au fait que l'introduction de la vitesse négative sur l'écoulement turbulent en convection forcée réduit le niveau de l'intensité de turbulence à l'intérieur de la couche de frontière. Ces résultats ne peuvent que nous certifier que l'échange de chaleur entre le fluide et les parois, pour notre étude, est plus important avec la diminution du nombre de Reynolds.

En général, l'augmentation du transfert de la chaleur est concernée avec la pénalité dans les termes du coefficient de friction qui induit une augmentation de chute de pression.

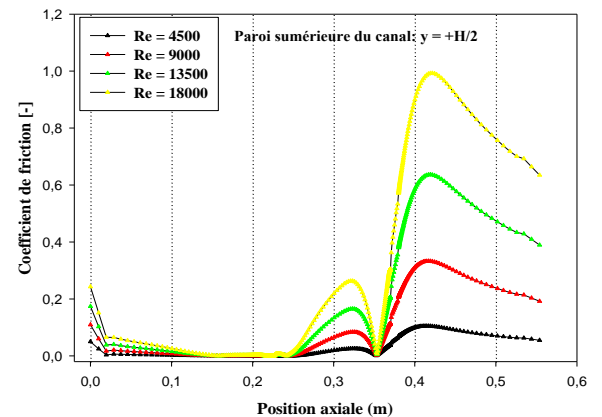


Fig.7. Variation du coefficient de friction le en fonction du nombre de Reynolds le long de la paroi supérieure du canal, $h=0.08m$.

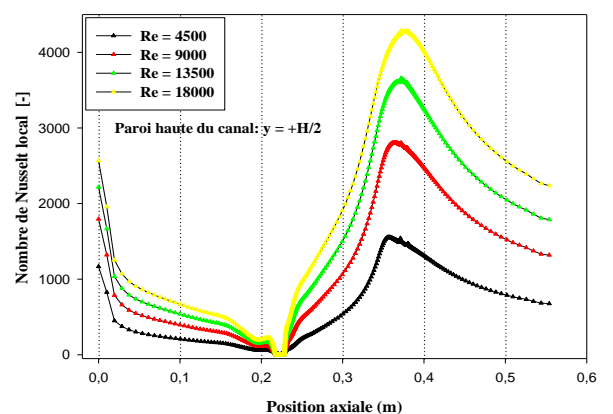


Fig.8. Distribution du nombre de Nusselt local en fonction du nombre de Reynolds calculé le long de la paroi supérieure du canal, $h=0.08m$.

Figures 7 et 8 montrent la variation du coefficient de friction et la distribution du nombre de Nusselt local calculés le long de la paroi haute à ailette plane arrondie et pour différents nombres de Reynolds, respectivement. On observe que les valeurs les plus élevées du coefficient de friction se trouve 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 du coefficient de friction se localisent en amont de la première chicane arrondies et c'est causé par l'absence des obstacles. On remarque aussi qu'il existe une proportionnalité directe entre l'augmentation des frottements et l'élévation du nombre de Reynolds en écoulement. Concernant le nombre de Nusselt, On remarque clairement que les minimums du taux de transfert thermique sont observés au niveau de la base de cette chicane et que le nombre de Nusselt augmente le long de la chicane et atteint son maximum sur sa face supérieure. D'autre part, pour augmenter le transfert de chaleur au niveau des parois chauffés et des chicanes arrondies, il est nécessaire d'augmenter la vitesse de l'écoulement à l'entrée du canal, ce qui a provoqué l'augmentation du nombre de Reynolds. Le nombre de Nusselt est trouvé fortement affecté par la variation du nombre de Reynolds d'où l'effet des chicanes arrondies.

Effet de la géométrie de chicane arrondie

Les géométries des différentes tailles de chicanes arrondies sont étudiées dans cette partie. Comme il a été déclaré avant, on peut analyser l'effet de la hauteur des chicanes arrondies sur le comportement du fluide du point de vue hydrodynamique (exemple: vitesse axiale et coefficient de friction) et du point de vue thermique (exemple: température et nombre de Nusselt convectif). Les profils de ces paramètres en fonction de la hauteur de chicane ($h=0.04m$, $0.05m$, $0.06m$, $0.07m$, $0.08m$, $0.09m$ et $0.1m$)

sont montrés sur les figures 9 à 12 à différentes sections du canal identiques à celles présentées sur les figures ci-dessus. Pour ces comparaisons, le nombre de Reynolds est fixé à 4500.

A travers ces courbes, il est clair que pour obtenir de meilleures performances thermiques d'un capteur solaire plan à air, la veine d'air mobile doit être entièrement occupée par les chicanes et ailettes transversales arrondies.

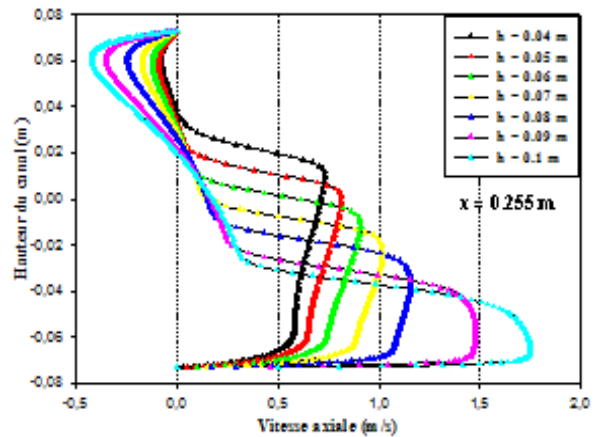


Fig.9. Profils de vitesse axiale en fonction de la hauteur de chicane dans le canal à ailette et à chicane arrondies ($x=0.255m$, $Re=4500$).

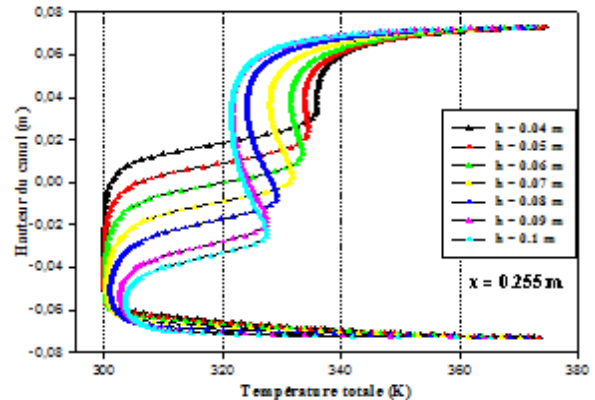


Fig.10. Profils de température totale en fonction de la hauteur de chicane dans le canal à ailette et à chicane arrondies, ($x = 0.255m$, $Re=4500$).

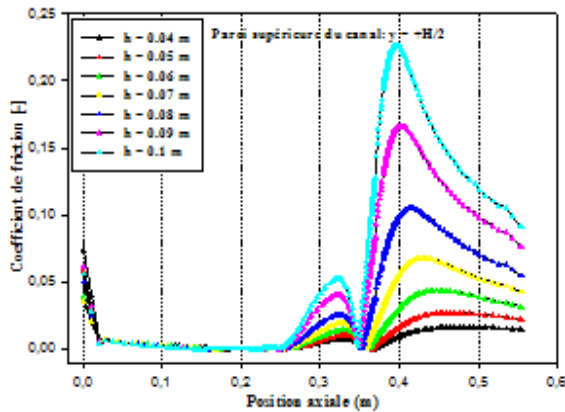


Fig.11. Coefficient de friction en fonction de la hauteur de chicane, calculé le long de la paroi supérieure du canal, $Re=4500$.

L'analyse des résultats obtenus montre que l'accroissement de la hauteur des chicanes de 4 à 10cm change la vitesse axiale de manière significative en introduisant des grandes zones de recirculation en écoulement, (voir Fig. 9). Ce résultat est obtenu, parce que l'augmentation de la taille des chicanes diminue la section du conduit d'air et augmente, ainsi, la taille des régions de recyclage, ce qui conduit à une accélération de la circulation d'air. Ce dernier est alors accéléré par l'effet de la contraction.

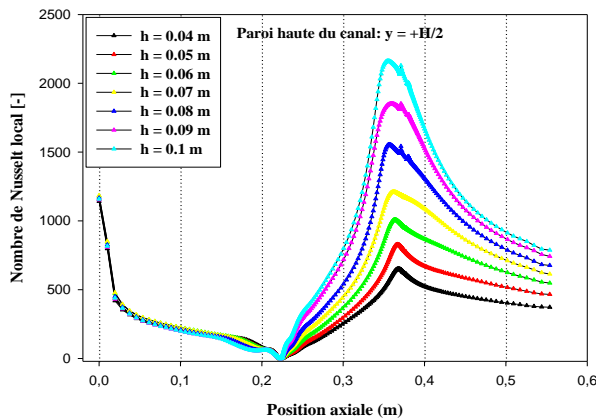


Fig.12. Nombre de Nusselt local en fonction de la hauteur de chicane, calculé le long de la paroi supérieure du canal, $Re=4500$.

Ce qui a été observé aussi, l'évolution de la hauteur des ailettes va dans le sens de l'augmentation du taux de transfert de chaleur par convection de la paroi supérieure et par voie de conséquence nombre de Nusselt, (voir Fig. 11), mais il cause beaucoup de pertes de charges

en termes du coefficient de friction, (voir Fig. 12).

V. Conclusion

Une étude numérique basée sur la méthode des volumes finis à l'aide du modèle $k-\epsilon$ standard est entreprise dans le présent article. Elle consiste en l'écoulement turbulent en mode de la convection forcée permanente, d'un fluide (air) bidimensionnel Newtonien incompressible à des propriétés physiques constantes, circulant à l'intérieur d'une conduite de section rectangulaire contenant deux chicanes transversales en forme rectangulaire arrondie. Les résultats de ce travail ont permis d'évaluer l'influence des nombres de Reynolds en écoulement et des hauteurs des chicanes arrondies sur le développement des champs hydrodynamique et thermique d'une part et sur l'évolution du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement à travers ces chicanes d'autre part. La comparaison des résultats obtenus numériquement et expérimentaux disponibles dans la littérature [15] montre un accord raisonnable. Une structure d'écoulement complexe assez désorganisée où le fluide est dévié vers les parois supérieure et inférieure avec des grandes vitesses. Un vortex fort en aval de chaque chicane est observé. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane arrondie. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du coefficient de friction et du nombre de Nusselt le long des parois et des surfaces des chicanes arrondies. L'utilisation des nombres de Reynolds importants et donc de fortes vitesses, induit à une croissance de frottement et améliore nettement le nombre de Nusselt et par conséquent, une amélioration notable du transfert thermique entre le fluide et la paroi. Elle entraîne aussi, une diminution de la température à travers le canal. On constate également que l'augmentation de la hauteur de chicanes et d'ailettes arrondies offre un meilleur transfert thermique, mais le seul inconvénient est provoqué à une augmentation du coefficient de friction.

Les résultats numériques de cette recherche constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances et des travaux de recherche sur la convection forcée turbulente à l'intérieur des conduites munies

d'obstacles arrondis et plus particulièrement dans les collecteurs solaires à écoulement d'air.

Références

[1] J.M. Chasselieriaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, Dunod, AFME, 1984.

[2] A.K. Soteris, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, (2004) 231-295.

[3] R. Ben Slama, M. Bouabdallah, and J.C. Mora, Air solar collectors with baffles: aerodynamics, heat transfer and efficiency, *RERIC Int. Energy J.*, Thailand, vol.18, (1996) 1-17.

[4] R. Ben Slama, M. Bouabdallah, and M. Le Ray, Improvement of turbulence in the solar collectors with air by the use of baffles in order to increase the efficiency, In: Proceedings of COMAGEP1, pp. 727-730. Marrakech, May 4-6, 1994.

[5] R. Ben Slama, The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer, *Solar Energy*, vol. 81, (2007) 139-149.

[6] S. Ouard, Optimization of the forms and provisions of obstacles in the mobile air vein of solar air collectors at two air layers for the maximization of the couple efficiency-rise in temperature, Thèse doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.

[7] A. Ahmed-zaid, H. Messaoudi, A. Abenne, M. Le ray, J.Y. Desmons, and B. Abed, Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector through the use of obstacles: application for the drying of & yellow onion, *Int. J. Energy Res.*, vol. 23, (1999) 1083-1099.

[8] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami, and J.Y. Desmons, Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, *Renewable Energy*, vol.29, (2004) 2053-2064.

[9] A. Abenne, V. Dubois, M. Le Ray, and A. Ouagued, Etude expérimentale des performances thermiques de diverses configurations de chicanes placées dans la veine d'écoulement, *Technologies Avancées*, N°16, (2003) 37-50.

[10] A. Moumami, Etude globale et locale du rôle de la géométrie dans l'optimisation des capteurs solaires plans à air, Thèse doctorat, Université de Valenciennes, France, 1994.

[11] Ye-Di Liu, L.A. Diaz, and N.V. Suryanarayana, Heat Transfer Enhancement in Air Heating Flat-Plate Solar Collectors, *Transaction on the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, vol.106, (1984) 385-363.

[12] P. Biondi, L. Cicala, and G. Farina, Performance analysis of solar air heaters of conventional design, *Solar Energy*, vol.41, (1988) 101-107.

[13] M.S. Chaudry, Etude et réalisation d'un capteur solaire plan à ruissellement, comparaison de ses performances avec celles d'un capteur conventionnel, Ph.D. thèse doctorat, Université de Pau. France, 1984.

[14] H. Messaoudi, A. Ahmed Zaïd, and M. Le Ray, Le rôle de la géométrie dans l'amélioration ou la diminution des échanges thermiques turbulents dans les capteurs solaires à air, In: Proceedings of 3rd Mecanic Science and Engineering Conference, pp. 22-25. Tétouan (Maroc), 22-25 April, , 1997.

[15] L.C. Demartni, H.A. Vielmo, and S.V. Möller, Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, vol. 26, (2004) 153-159.

[16] B. E. Launder, and D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 3, (1974) 269-289.

[17] Nasiruddin, and M.H. Kamran Siddiqui, Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Issue 2, vol. 28, (2006) 318-328.

[18] S.V Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences, Hemisphere Pub. Corp., McGraw-Hill, 1980.

[19] Fluent Inc., User's guide 6.3, Centerra Park Lebanon, NH, USA, 2006.