

ANALYSE NUMERIQUE DU COMPORTEMENT THERMO-CONVECTIF D'UN ECOULEMENT TURBULENT DANS UN MINI CANAL EN PRESENCE DES ONDULATIONS EN FORME V

BEGAG Abdelaziz ⁽¹⁾, SAIM Rachid ⁽¹⁾, ABOUDI Said ⁽²⁾

⁽¹⁾Laboratoire d'Energétique et Thermique Appliquée (ETAP),
Université Abou Bekr Belkaid. B.P 119, Tlemcen, 13000, Algérie,
E-mail : begagaziz@ymail.com et saimrachid@yahoo.fr

⁽²⁾IRTES-M3M - EA 7274, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
Site de Sévenans, 90010 Belfort cedex, France, E-mail : Said.Abboudi@utbm.fr

RESUME :

Une étude numérique d'un écoulement turbulent d'air dans un mini canal rectangulaire contenant deux parois supérieure et inférieure qui portent des ondulations sous formes V a été menée. Trois plaques en question contiennent des cornières onduleuses d'inclinaison différentes de 20°, 40° et 60° respectivement. Un flux thermique de 0.59 KW/m² est appliqué aux parois dans une gamme de nombre de Reynolds entre 3000-8000. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle k-ε employé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'utilisation de l'algorithme SIMPLE. La structure dynamique et thermique de l'écoulement, a été analysée par la présentation de plusieurs paramètres, à savoir, Les profils de vitesse axiale, les coefficients de frottement, les structures convectives représentées par le Nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds. La surface ondulée a un effet significatif sur le perfectionnement du transfert de chaleur et de la chute de pression.

Mots clés : Ecoulement forcé, tubes concentriques, laminaire, turbulent, numérique, échangeur de chaleur.

NOMENCLATURE :

Symboles :

c_p chaleur spécifique, kJ/(kg C°)
 D_h diamètre, (m)
 f facteur de frottement
 G_k génération de l'énergie cinétique turbulente
 h coefficient de transfert de chaleur, kW/(m²C°)
 H hauteur du canal, (m)
 K énergie cinétique turbulente, (m²/s²)
 q flux thermique, (kW/m²)
 s_p surface, m²
 Re nombre de Reynolds (-)
 Nu nombre de Nusselt (-)
 Pr nombre de Prandtl (-)
 p pression, (pa)
 T température, (K)
 u vitesse, (m)
 P périmètre, (m)

Lettres grecques :

ρ masse volumique, kgm⁻³
 λ conductivité thermique, W·m⁻¹·K⁻¹
 σ_k nombre efficace de Prandtl de dissipation
 μ viscosité dynamique, (kg/ms)
 ε énergie cinétique de dissipation, (m²/s³)
 τ effort de cisaillement de mur
 ϕ vecteur composé des grandeurs u , v , k , T et ε .

Indices:

t turbulente
 eff effective
 moy moyen
 in interne

1- INTRODUCTION :

La conception des échangeurs de chaleur est exigée pour augmenter l'économie d'énergie. La manière d'améliorer la performance thermique des échangeurs de chaleur est de trouver les surfaces efficaces de transfert de chaleur qui n'induisent pas beaucoup de perte de pression. Utilisant les plaques ondulées est une méthode appropriée pour augmenter la performance thermique et pour fournir une compacité plus élevée. La rupture et la déstabilisation de la couche limite thermique se produisent en tant que surfaces ridées par passé de flux de fluide. Ainsi, des surfaces ondulées sont appliquées comme des instigateurs de turbulence pour augmenter le transfert de chaleur. Sunden et Skoldheden [1] ont expérimentalement étudié le transfert de chaleur et la chute de pression dans les tubes ondulés et des tubes lisses. Les expériences ont été exécutées pour des nombres de Reynolds dans la gamme de 800-5000. On l'a constaté que le transfert de chaleur obtenu à partir du canal ondulé était 3.5 fois plus haut que celui dans les canaux lisses. Cependant, la chute de pression était 5-6 fois plus grande que celle d'un canal lisse. Sunden et Trollheden [2] ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur convectifs laminaires dans un canal ondulé bidimensionnel avec la variation périodique de la section sous un flux thermique constant. Les équations gouvernantes ont été résolues en employant des approximations de différence finie. Benilov et Yaremchuk [3] ont étudié la dispersion des ondes de surface dans un canal avec les murs ondulés. Scieurs et autres [4] numériquement et expérimentalement étudié l'effet de l'hydrodynamique tridimensionnelle sur le perfectionnement du transfert de chaleur dans des canaux ondulés pour des nombres de Reynolds dans la gamme de 9-149. Fabbri [5] a étudié le transfert de chaleur par convection laminaire dans un canal composé de murs lisses et ondulés. La performance de transfert de chaleur du canal ondulé de mur a été comparée à celle d'un mur lisse. Mehrabian et Poulterb [6] ont étudié l'effet de la cornière de plissement sur la performance de l'écoulement entre deux plaques identiques. Zimmerer et autres [7] a étudié les effets de la cornière d'inclinaison, de la longueur d'onde, de l'amplitude, et de la forme des plissements sur le transfert de la chaleur et de la masse de l'échangeur de chaleur. Hamza et autres [8] a expérimentalement étudié les effets des paramètres d'emploi sur le transfert de chaleur de convection forcée d'écoulement laminaire avec la circulation d'air dans un canal ayant une plaque supérieure ridée sous forme V. Les expériences ont été exécutées pour des cornières d'inclinaison du canal et de nombre de Reynolds dans les gammes de 0°-60° et 750-2050, respectivement. Metwally et Manglik [9] ont considéré la convection forcée développée périodiquement laminaire dans des canaux ondulés de plaques sinusoïdales. Des solutions numériques ont été obtenues utilisant la méthode des différences finies.

Des nombreuses études expérimentales et théoriques qui ont été rapportées au sujet du transfert de chaleur et de la chute de pression dans les surfaces ondulées avec de diverses configurations. Cependant, seulement quelques travaux ont indiqué sur les caractéristiques de transfert de chaleur et la chute de pression dans des canaux ondulés avec des plaques supérieures et inférieures sous forme V. L'objectif de cet article est justement d'étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et la chute de pression dans le canal avec les plaques supérieures et inférieures ondulées sous forme V. La distribution de la vitesse est déterminée par la méthode finie de volume. Les effets de divers paramètres appropriés sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression sont également étudiés.

2. MODELE MATHEMATIQUE :

Modèle physique :

La géométrie du problème est présentée sur la figure 1. Il s'agit d'un conduit rectangulaire muni de deux plaques supérieures et inférieures ondulées sous forme V traversé par un écoulement d'air turbulent stationnaire satisfaisant les hypothèses suivantes : (i) Propriétés physiques du fluide supposées constantes, (ii) Profils de vitesse et de température uniformes, (iii) Température de parois constante, (vi) Modèle de turbulence ($k-\epsilon$).

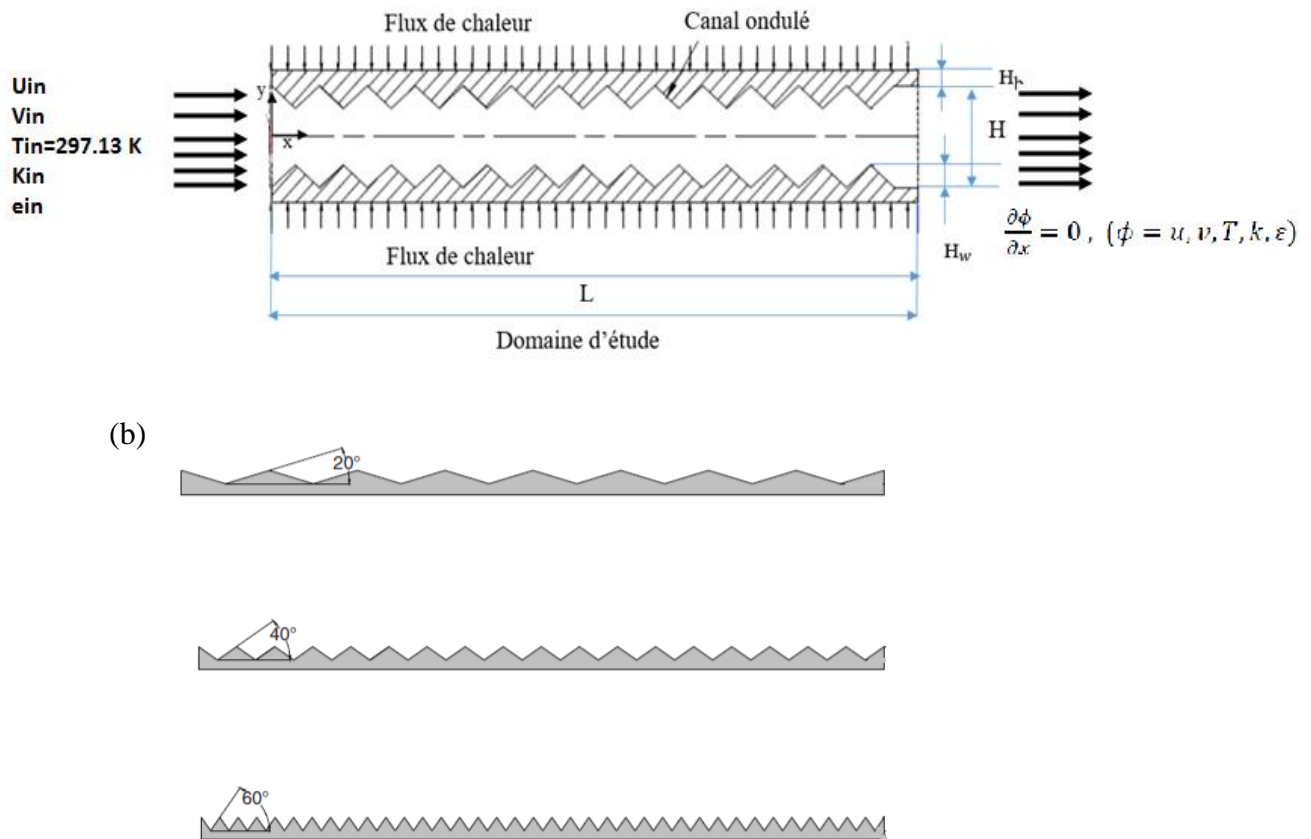


Fig. 1. (a) géométrie du problème étudié, et (b) schéma de principe de différentes cornières onduleuses.

Tableau 1 : dimensions géométriques de la section étudiée

Angle ondulée (°)	Hauteur de canal H (mm)	Hauteur de l'onde H_w (mm)	Hauteur de la base H_b (mm)	Largeur de canal ondulé (mm)	Longueur de canal ondulé L (mm)	Nombre d'ondulation	Longueur de surface ondulée (mm)
0	20.25	--	2.5	130	300	--	300
20	20.25	5	2.5	130	300	11	322
40	20.25	5	2.5	130	300	25	389
60	20.25	5	2.5	130	300	52	600

Des équations de gouvernantes d'écoulement (vitesse et mouvement), et l'équation d'énergie pour l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur ont été considérées dans cette simulation. Les prétentions suivantes ont été utilisées, écoulement, équilibré bidimensionnel, turbulent et aucune glissement au mur. Fondé sur les hypothèses ci-dessus, les équations gouvernantes peuvent être écrites comme suit :

1- Equation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

2- Equation de quantité de mouvement :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3)$$

3- Equation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] \quad (4)$$

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ proposé par Launder et Spalding [10], à été utilisé dans cette simulation. Ce modèle a qui a la capacité de prévoir le mouvement secondaire d'écoulement, il consiste deux équations : l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation ε . Les équations du model $k-\varepsilon$ sont données par :

4- Equation de l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

5- Equation de taux de dissipation :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \varepsilon u_i] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G_k + C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) - \rho \varepsilon \quad (6)$$

Dans les équations ci-dessus, G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due au gradient moyen de vitesse, σ_k et le σ_ε sont nombre de Prandtl efficace pour l'énergie cinétique turbulente et taux de dissipation, respectivement ; $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ sont des constantes et le μ_t est la viscosité turbulente et est modelé comme :

$$\mu_t = \left(\frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \right) \quad (7)$$

Les constantes empiriques pour le modèle turbulent arrivent par l'ajustage de précision complet de données pour un éventail de l'écoulement turbulent [10, 11].

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.47, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Conditions aux limites :

Les conditions aux limites du problème étudié sont résumées dans le tableau suivant :

	u (m/s)	v (m/s)	T (°C)	K (m ² /s ²)	ε (m ² /s ³)
Entrée de fluide	u _{in}	0	T _{in} =297.13	K _{in}	ε _{in}
Sortie de fluide	$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial v}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$
parois	q=590 w/m ²	q=590 w/m ²	q=590 w/m ²	q=590 w/m ²	q=590 w/m ²

Nombre de Nusselt et facteur de frottement :

La simulation numérique courante est visée pour étudier l'influence de la cornière d'inclinaison de canal sur des caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression pour un écoulement en pleine maturité dans des canaux V-ondulés étroits.. La vitesse moyenne à l'entrée dans le canal a été calculée par le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique de canal qui est défini :

$$u_{moy} = \frac{Rev}{D_h} \text{ Où le diamètre hydraulique calculé par : } D_h = \frac{4 S_p}{P_m} \quad (8)$$

- Coefficient de frottement : $Cf = \frac{2\tau_w}{\rho.U^2}$ (9)

Où τ_w représente le taux de cisaillement à la paroi, ρ la masse volumique et U la vitesse axiale moyenne de la section.

- Nombre de Nusselt local : $Nu(x) = \frac{h(x)Dh}{\lambda_f}$ (10)

- Nombre de Nusselt moyen sur une face : $Nu_{face} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} Nu(x)dx$ (11)

-

3. SOLUTION NUMERIQUE

La méthode des volumes finis, basée sur l’algorithme SIMPLE, est utilisée pour résoudre le système muni des conditions aux limites ci-dessus.

4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Validation du maillage :

(b)

Un essai de l’indépendance de grille a été réalisé pour évaluer les effets des tailles de grille sur les résultats. Dans cette étude, quatre faces de maille sont considérées, qui sont 32.674, 82.040, 122.069, 145.305, au $Re= 3000$. La grille de discrétisation est structurée et uniforme. Chacune des quatre faces de maille de grille a presque des résultats similaires du nombre de Nusselt. Ainsi, un domaine avec des faces de maille de 122.069 est employé pour réduire le temps de calcul.

Validation des résultats de la simulation :

Pour les simulations numériques présentées dans ce travail, nous nous sommes basés sur les données expérimentales publiées par Naphon [12]. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux [12], présentée sur la fig.2 montre une bonne concordance entre les nombres moyen de Nusselt.

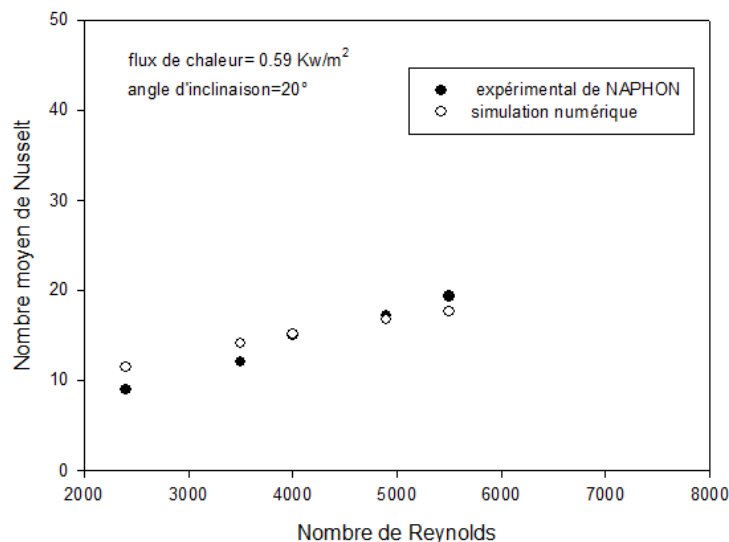


Fig.2 Comparaison du Nusselt moyen entre notre simulation et l’étude expérimentale de Naphon[12]

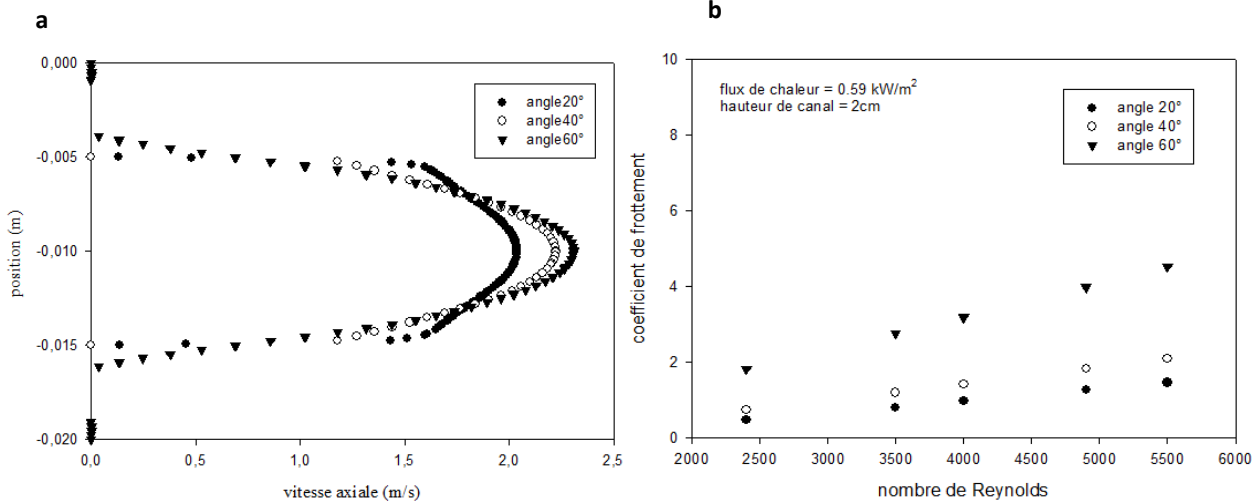


Fig .3 (a) : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=L/2$. (b) : Variation de coefficient de frottement moyen en fonction de nombre de Reynolds à $q = 0.59 \text{ kW/m}^2$ pour différentes cornières onduleuses.

La figure 3 (a) représente l'évolution de la vitesse axiale pour différents angles d'inclinaison à une section $X=L/2$. On remarque que les courbes ont un profil parabolique. Le profil de vitesse lors d'un écoulement turbulent est moins stable. Ceci s'explique par la nature fluctuante de la vitesse en régime turbulent. Les valeurs des vitesses axiales diminuent lorsque l'écoulement est près des parois à cause du frottement jusqu'à atteindre une valeur nulle. Les valeurs maximales des vitesses axiales sont observées aux centres des mini-canaux, et la courbe de l'angle 60° , est supérieure à celle de 20° et 40° .

Fig. 3 (b) montre la variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes cornières d'inclinaison. D'après la figure, il est clair que le facteur de frottement continue à augmenter en amplifiant le nombre de Reynolds pour toutes les cornières d'inclinaison, ceci peut être expliqué par l'effet de la turbulence et les zones de recirculations qui favorisent l'augmentation de la chute de pression caractérisé par le facteur de frottement. La cornière d'inclinaison à un effet significatif sur le facteur de frottement, f tant à augmenter avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison, car l'amélioration de transfert de chaleur est toujours accompagnée par l'augmentation de la chute de pression.

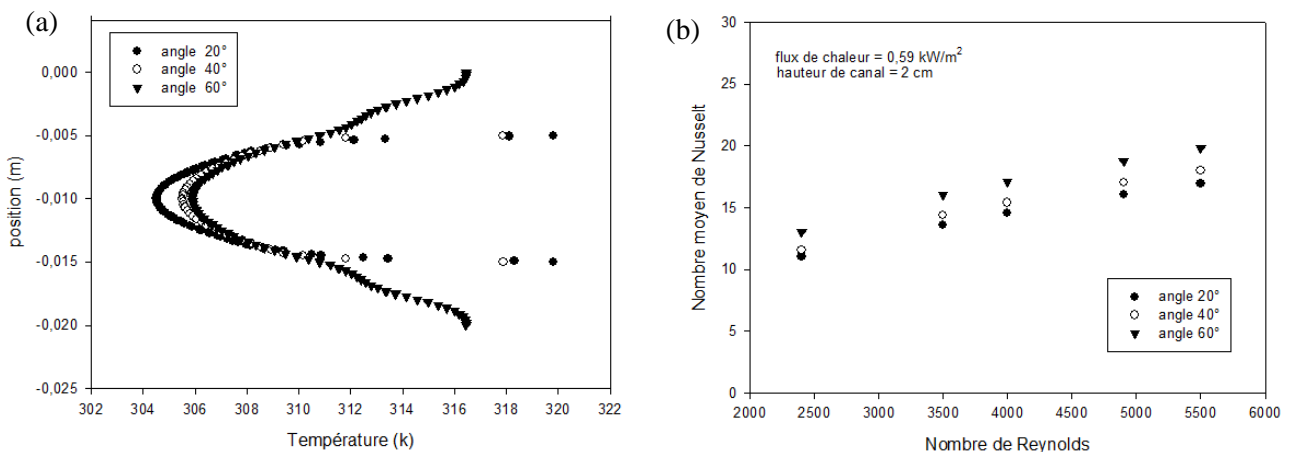


Fig .4 (a) : Profil de température à une section $x=L/2$. (b) : Variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Reynolds à $q = 0.59 \text{ kW/m}^2$ pour différentes cornières onduleuses.

La figure 4 (a) présente l'évolution de la température pour tous les angles d'inclinaison à une section $X=L/2$. On observe lorsque l'air se rapproche de la paroi supérieure, la température commence à augmenter parce à cause de la source de chaleur $T=297.13$. On constate aussi que la température de la cornière d'inclinaison

60° ; est un peu supérieure à celle de 20° et 40° à cause d'effet d'ondulation et les différents nombres d'ondulation trouvés dans le canal.

La figure 4 (b) montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds d'air pour les différentes cornières onduleuses. Au flux thermique particulier, à la cornière onduleuse et à la taille du canal, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds d'air. C'est parce que le nombre de Nusselt dépend du taux de transfert de chaleur. Fig. 4 (b) montre également l'effet de la cornière onduleuse sur le nombre de Nusselt. Il est clair que le nombre de Nusselt à une cornière onduleuse plus élevée sont plus hauts par rapport aux nombres de Nusselt à une cornière inférieure. L'augmentation de la cornière onduleuse (espacement décroissant) cause un recyclage de fluide plus élevé et un écoulement de remous plus élevé qui cause l'intensité dans les cuvettes de plissement et la superficie plus grande, et donc, le nombre de Nusselt augmente également avec l'augmentation de la cornière onduleuse.

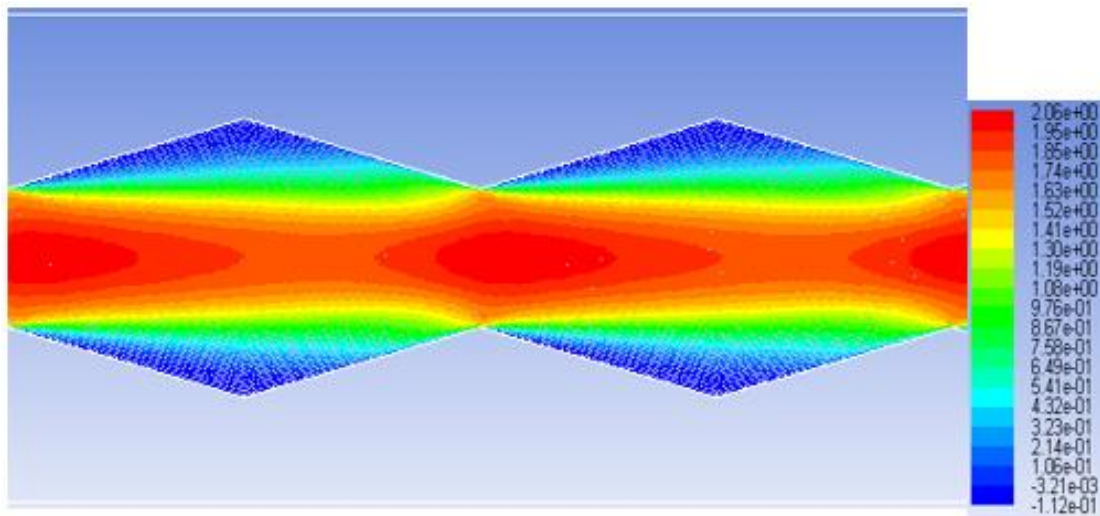


Fig.5 Variation de contour de vitesse dans le canal ondulé à H = 2.00 cm, cornière onduleuse = 20°.

Pour l'écoulement de fluide après la surface ondulée, le recyclage et le décollement de l'écoulement sont produits dans les cuvettes de plissement suivant les indications de fig.5. Le modèle mathématique turbulent est utilisé pour déterminer les profils de vitesse. Le début et la croissance des zones de recirculation favorisent le mélange du fluide dans la couche limite, augmentant de ce fait le transfert de chaleur de convection. Par conséquent, le taux de transfert de chaleur caractérisé par le coefficient de transfert de chaleur h obtenu à partir du canal ondulé est plus haut que h de la surface plate. Pour un nombre de Reynolds donné.

5. CONCLUSION

Des résultats numériques sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression dans un canal avec de doubles surfaces ondulées sous forme V sont présentées. La rupture et la déstabilisation de la couche limite thermique se produisent comme flux de fluide après les surfaces ondulées. Utilisant les plaques ondulées est une méthode appropriée pour augmenter les performances thermiques et pour fournir une compacité plus élevée. Les effets des paramètres appropriés sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression sont également considérés. On constate que la surface ondulée a des effets significatifs sur le perfectionnement du transfert de chaleur et de la chute de pression.

REFERENCES

- [1] Sunden B, Skoldheden T, Heat transfer and pressure drop in a new type of corrugated channels. Int Commun Heat Mass 1985 ;12 :559-66.
- [2] Sunden B, Trollheden S. Periodic laminar flow and heat transfer in a corrugated channel. Int Commun Heat Mass 1989;16:215–25.

- [3] Benilov ES, Yaremchuk MI. On water-wave propagation in a long channel with corrugated boundaries. *Wave Motion* 1991;13:115–21.
- [4] Sawyer D, Sen M, Chang HC. Heat transfer enhancement in three dimensional corrugated channel flow. *Int J Heat Mass Trans* 1998;41:3559–73
- [5] Fabbri G. Heat transfer optimization in corrugated wall channels. *Int J Heat Mass Trans* 2000;43:4299–310.
- [6] Mehrabian MA, Poulter R. Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach. *Appl Math Model* 2000;24:343–64.
- [7] Zimmerer C, Gschwind P, Gaiser G, Kottke V. Comparison of heat and mass transfer in different heat exchanger geometries with corrugated walls. *Exp Therm Fluid Sci* 2002;26:269–73
- [8] Hamza A, Ali H, Hanaoka Y. Experimental study on laminar flow forced-convection in a channel with upper V-corrugated plate heated by radiation. *Int J Heat Mass Trans* 2002;45:2107–17.
- [9] Metwally HM, Manglik RM. Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels. *Int J Heat Mass Trans* 2004;47:2283–92.
- [10] Launder, B.E., Spalding, D. B., *The numerical computation of turbulent flow*, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp 269-289, 1974.
- [11] Patankar, S. V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, *Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences*, Hemisphere Pub. Corp., McGraw-Hill, 1980.
- [12] P. Naphon, Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates, *Energy Convers. Manage.* 48 (2007) 1516–1524.