

Contribution à l'étude thermique et hydraulique d'un canal plan corrugué

Rahima Lanani Benchabi* et Mahfoud Kadja

Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur,
Université Mohamed Mentouri, Constantine, Algérie.

(reçu le 11 Décembre 2005 – accepté le 25 Septembre 2007)

Résumé - La préoccupation de fabriquer des échangeurs de chaleur de plus en plus compacts conduit à rechercher des procédés d'intensification des échangeurs de chaleur. La présente étude est une contribution à l'étude thermique et dynamique d'un canal plan corrugué simulant un canal d'échangeur à plaques. Une procédure numérique basée sur la méthode des volumes finis est appliquée pour la résolution des équations différentielles régissant l'écoulement. Les résultats obtenus cernent l'influence de certains paramètres géométriques et physiques à savoir la forme du canal et le nombre de Reynolds Re sur le comportement dynamique et thermique.

Abstract - The concern to manufacture increasingly compact exchangers of heat results in seeking processes of intensification of the exchangers of heat. The present study is a contribution to the thermal and dynamic study of a corrugated plane channel simulating a channel of exchanger with plates. A numerical procedure based on the method of finite volumes is applied for the resolution of the differential equations governing the flow. The results obtained determine the influence of certain geometrical and physical parameters to knowing the form of the channel and the Reynolds number Re on the dynamic and thermal behaviour.

Mots clés: Echangeur à plaques - Canal plan corrugué - Volumes finis - Convection forcée.

1. INTRODUCTION

L'utilisation des corrugations dans la conception des échangeurs de chaleur à plaques industriels a pour intérêt l'intensification de l'échange de chaleur.

Beaucoup de travaux de recherche ont été dirigés dans ce sens afin d'étudier l'influence des paramètres géométriques définissant un canal sur la loi de frottement et la loi d'échange. Buonopane et Troupe [1] ont présenté dans leur étude l'influence de certains paramètres géométriques liés à la géométrie choisie, à savoir: la hauteur du canal et l'angle de la corrugation sur la perte de pression. Okada *et al.* [2] ont étudié l'aspect du transfert de chaleur dans les corrugations horizontales et à chevrons. L'influence de l'angle de corrugation sur la loi de frottement et la loi d'échange fait l'objet de l'étude faite par Focke *et al.* [3].

D'autres auteurs ont étudié l'effet de variation de l'espace entre les deux plaques du canal corrugué sur les performances hydrauliques et thermiques du canal; par exemple Molki et Yuen [4] et par la suite Molki [5] ont essayé d'optimiser les performances hydrauliques du même canal. Izumi *et al.* [6], Xin *et al.* [7], Faghri *et al.* [8] ont étudié numériquement l'effet de variation de l'espace entre les deux plaques du canal de forme sinusoïdale et l'angle de corrugation à chevrons (α différent de 90°) sur les performances thermohydrauliques d'un canal corrugué.

Par ailleurs, d'autres études sont ramenées par Muley et Manglik [9, 10] soulignant l'influence de corrugation à chevrons sur les performances thermiques et hydrauliques d'un échangeur de chaleur à plaques en utilisant différents fluides (eau, huile végétale).

L'objectif de cette étude est de développer un code de calcul permettant de décrire l'écoulement et l'échange de chaleur dans un canal élémentaire (Fig. 1). Cette étude consiste aussi à déterminer et discuter la variation des caractéristiques de l'écoulement du fluide et l'influence des différents paramètres liés à la géométrie choisie sur la distribution des champs de vitesse et du nombre de Nusselt (Nu).

* rbenchabi@yahoo.fr

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLEME

Le domaine d'étude est schématisé sur la figure 1.

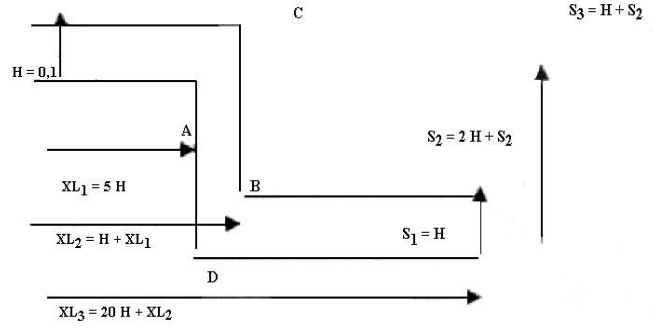


Fig. 1: Canal élémentaire

La formulation mathématique de l'état d'un fluide, repose sur les équations liants les différents paramètres à savoir: vitesse, pression et température. Les équations mathématiques sur lesquelles est basée la présente étude et qui gouverne l'écoulement en régime laminaire sont: l'équation de continuité, les équations de mouvements et l'équation d'énergie qui sont obtenues à partir des lois fondamentales de la mécanique et de thermodynamique. Ces principes sont exprimés en termes d'équations aux dérivées partielles. L'avantage majeur de la formulation mathématique provient du fait que les équations de conservation peuvent se mettre sous une même forme.

3. EQUATIONS GENERALES DE CONSERVATION GOUVERNANT L'ÉCOULEMENT EN RÉGIME LAMINAIRE

Les équations gouvernant l'écoulement sont écrites en tenant compte des hypothèses simplificatrices suivantes:

L'écoulement est bidimensionnel et permanent, le fluide considéré est incompressible ($\rho = \text{cste}$), newtonien ($\mu = \text{cste}$) et à propriétés constantes (K et $C_p = \text{cstes}$). Les vitesses mises en jeu sont relativement faibles de sorte que la fonction de dissipation visqueuse ϕ dans l'équation d'énergie puisse être négligée.

Equation de continuité

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) = 0 \quad (1)$$

Equation de quantité de mouvement suivant x

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V U) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial U}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial U}{\partial y}\right) \quad (2)$$

Equation de quantité de mouvement suivant y

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U V) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V V) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial y}\right) \quad (3)$$

Equation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V T) = \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{K}{C_p}\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{K}{C_p}\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)\right] \quad (4)$$

L'équation générale de transport pour l'écoulement du fluide dans le domaine d'étude considéré, exprimée en coordonnées cartésiennes s'écrit sous la forme:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \Phi)}_I = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) \right]}_{II} + \underbrace{S \Phi}_{III} \quad (5)$$

I : Terme exprimant le transport par convection; II : Terme exprimant le transport par diffusion; III : Terme source. où Φ est la variable généralisée assimilable à toute grandeur physique transportable (U, V, T et P) et Γ le coefficient de diffusion relatif à la variable Φ .

4. MODELES NUMERIQUES

La forme finale du modèle mathématique élaboré est un système d'équations aux dérivées partielles qui sont elliptiques et non linéaires d'une part et complexes et couplées d'autre part. Ces raisons ont fait que la résolution par voie analytique est pratiquement impossible. Dans ce cas, le recours aux méthodes numériques se trouve indispensable. Le choix a été porté sur la procédure des volumes finis du fait qu'elle tend à rendre la linéarisation des termes plus simple et facile, et assure aussi la conservation de masse et de quantité de mouvement sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul.

La discrétisation des termes convectifs et diffusifs sont approximés par la méthode proposée par Patankar [11].

Donc l'équation de transport discrétisée se met sous la forme générale suivante:

$$A_P \Phi_P = A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_A \Phi_N + A_S \Phi_S + S_\Phi$$

Pour la résolution de ce système d'équations, on a fait appel à l'algorithme T.D.M.A. de Thomas et l'algorithme Simple, ce dernier est décrit par Patankar [11] et il est utilisé pour traiter le couplage vitesse-pression, et obtenir la solution convergée. La convergence est atteinte lorsque le maximum des valeurs absolues des résidus normalisés pour chaque variable Φ , par rapport à une valeur de référence sur tous les volumes de contrôle est inférieure à 10^{-5} .

5. RESULTATS ET DISCUSSION

5.1 Conditions aux limites

La procédure de résolution de l'écoulement gouverné par des équations de nature elliptique exige la connaissance des conditions aux limites qui doivent être spécifiés le long de toute la frontière du domaine de solution. Les conditions aux limites sont précisées ci-dessous (Fig. 2).

A l'entrée du fluide, l'écoulement est parallèle aux parois, la valeur de la vitesse verticale V est nulle en tous les nœuds d'entrée. La sortie étant suffisamment éloignée, l'écoulement peut être supposé totalement développé, ce qui se traduit par un gradient normal nul pour toutes les quantités physiques gouvernées par une équation différentielle de transport (régime établi). Près de la paroi solide, les conditions d'imperméabilité et de non glissement impliquent que $U = 0$ et $V = 0$.

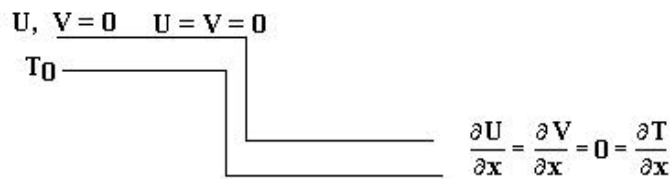


Fig. 2: Conditions aux limites

5.2 Résultats

Les résultats obtenus par le code de calcul élaboré pour résoudre les équations régissant les écoulements laminaires (convection forcée) accompagné de transfert de chaleur (ECLATC) sont présentés sous forme de courbes. Le tracé des lignes de courant pour $Re = 300$ et 600 donne une bonne visualisation de l'évolution de l'écoulement (Fig. 3). On remarque qu'immédiatement en aval des coins convexes A et B, des zones de recirculations apparaissent et que la longueur de ces zones augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

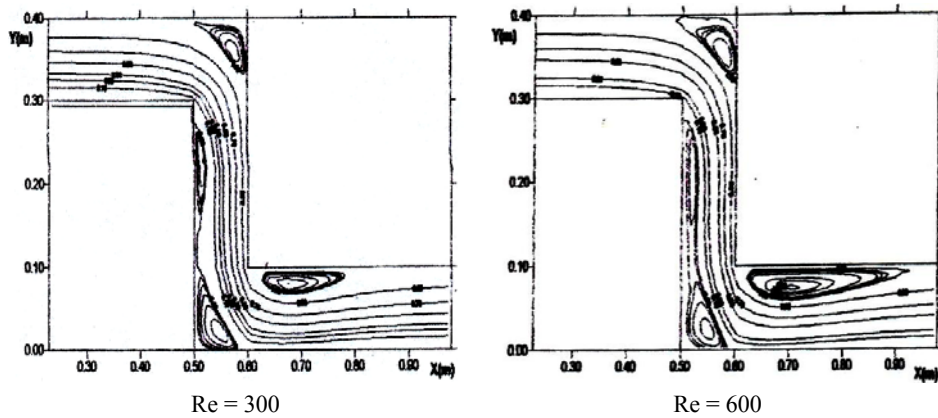


Fig. 3: Lignes de courant

Ce tracé montre que l'augmentation du nombre de Re influe sur la longueur de la zone de recirculation qui sont immédiatement créées en aval des coins convexes A et B. Loin de ces zones, les lignes deviennent parallèles ce qui se traduit par le développement progressif de l'écoulement (régime établi). Le nombre de Nusselt atteint le maximum aux coins convexes A et B donc le transfert est plus important et le minimum aux coins concaves C et D où apparaissent les zones de recirculations donc le transfert est moindre.

Le nombre de Nusselt est légèrement grand immédiatement en amont des coins convexes A et B où l'écoulement dévie et immédiatement en aval du coin B (point de rattachement). Très loin des coins, le régime est établi et donc les nombres de Nusselt ont de grandes valeurs à travers une grande région. Les distributions du nombre de Nu varient avec l'écartement P en particulier pour $P = 2$ où la valeur de Nu atteint le maximum pour la partie gauche et droite (Fig. 4).

6. CONCLUSION

Le code de calcul a donné des résultats satisfaisants puisqu'on a l'existence des zones de recirculation aux coins concaves C et D, qui augmentent avec l'augmentation du nombre de Re et le régime établi est atteint. Le nombre de Nu est affecté par ces zones de recirculation qui engendrent un transfert de chaleur moindre. Les résultats trouvés sont en accord avec ceux de tous les auteurs qui affirment que localement des zones de recirculation apparaissent dans les creux et que la zone de rattachement correspond à un transfert de chaleur plus important.

L'influence du nombre de Re et l'écartement P sur le comportement dynamique et thermique du fluide dans le canal plan corrugué sont rapportés à une géométrie à corrugation horizontale.

L'augmentation du nombre de Re engendre une augmentation des zones de recirculation, ce qui explique un transfert de chaleur important en ces zones; et les distributions du nombre de Nu varient avec l'écartement de la corrugation, en particulier pour un écartement petit où la valeur de Nu atteint le maximum.

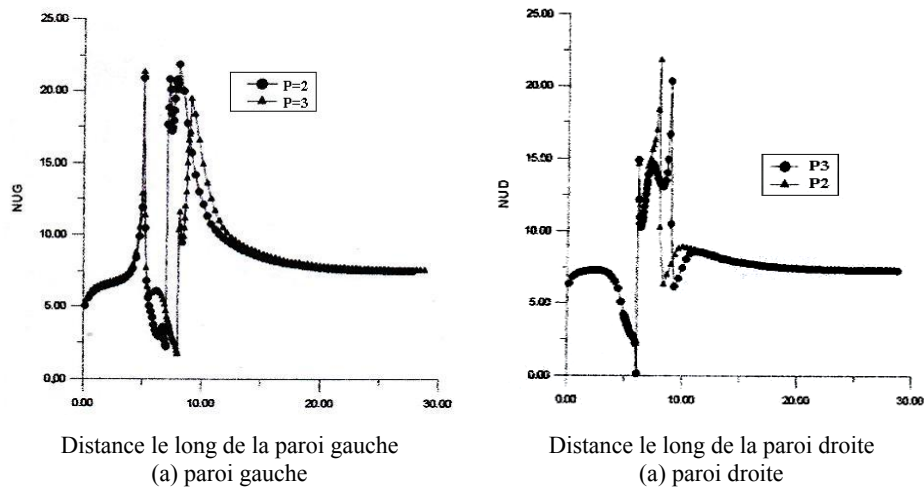


Fig. 4: Variation du nombre de Nusselt en fonction de l'écartement des corrugations

NOMENCLATURE

A et B	: Coins concaves
C et D	: Coins concaves
C_p	: Chaleur massique du fluide, J/kg.K
H	: Largeur du canal
h	: Coefficient de transfert de chaleur
K	: Conductivité thermique, W/m.K
L	: Distance entre deux coins
Nu	: Nombre de Nusselt, $(h \cdot 2H / K)$
p	: Ecartement du canal ($p = L/H$)
P	: Pression, N/m ²
Re	: Nombre de Reynolds
T	: Température, K
U	: Vitesse dans la direction horizontale
V	: Vitesse dans la direction verticale
μ	: Viscosité dynamique, kg/m.s
ρ	: Masse volumique du fluide, kg/m ³
Φ	: Variable générale de transport

REFERENCES

- [1] Buonopane and Troupe, 'A Study of the Effects Riband Channel Geometry in Rectangular Channels', Part I: Pressure Drop. Part II: Heat Transfer Aiche Journal, Vol. 15, N°4, 1969.
- [2] Okada *et al.*, 'Design and Heat Transfer Characteristics of New Plate Heat Exchanger Heat Transfer', Japanese Research, Vol. 1, N°1, Jan. 1972.
- [3] W.W. Focke *et al.*, 'The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance in flat Plate Heat Exchangers', Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, N°8, pp. 1469 - 1479, 1985.
- [4] M. Molki and C. Yuen, 'Effect Inter Wall Spacing on Heat Transfer and Pressure Drop in a Corrugated Wall Duct', Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, N°7, pp. 987 - 997, 1986.

- [5] M. Molki, '*Heat Transfer Characteristics of Corrugated Ducts with Variable Corrugation Angle*', Extrait de la Huitième Conférence Internationale du Transfert de Chaleur, San Fransisco, Vol. 6, Heat Exchangers, pp. 2879 – 2884, August 1988.
- [6] R.Izumi et al., '*Fluid Flow and Heat Transfer in Corrugated Wall Channels*', Memories of the Faculty of Engineering, Nagoya University, Vol. 36, N°2, Research Report, 1984.
- [7] R.C. Xin et al., '*Numerical Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Vary Channels of Uniform Cross-Sectional Area*', Numerical Heat Transfer, Vol. 14, pp. 465 - 481, 1988.
- [8] M. Faghri, '*Finite Volume Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct*', J. of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 627 – 634, August 1987.
- [9] A. Muley and R.M. Manglik, '*Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates*', Transactions of the ASME, Vol. 121, February 1999.
- [10] A. Muley and R.M. Manglik, '*Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger*', Journal of Heat Transfer, Vol. 121, Nov. 1999.
- [11] S.V. Patankar, '*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*', Ed. Mc. Graw-Hill, New York, 1980.