

# Contribution numérique a l'étude de la convection forcée dans un canal horizontal muni d'ailettes en quinconces

Lyes Bordja\*, Yacine Kabar, Yassine Demagh

Université de Jijel, Faculté des sciences de l'ingénieur, Département de génie mécanique, Algérie  
98, Ouled Aissa, Jijel, 18000.

\*(auteur correspondant) : [lyes\\_b2003@yahoo.fr](mailto:lyes_b2003@yahoo.fr)

**Résumé** - Dans le présent travail la convection forcée dans un canal horizontal muni d'ailettes intérieures disposées en quinconces est mise en étude, ce mode de transfert est souvent rencontré dans l'industrie des "échangeurs de chaleur" ainsi que dans le domaine du refroidissement des composants électroniques. Les résultats obtenus montrent l'effet du transfert de chaleur pour différents nombres de Reynolds et différentes hauteurs d'ailettes. Le modèle est basé sur des équations dont la résolution numérique est basée sur la méthode des volumes finis avec une précision en second ordre par rapport à l'espace et du temps.

## Nomenclature

$U$	composante vitesse axiale, $m/s$	$T$	température, $K$
$D_h$	diamètre hydraulique, $= 2H, m$	<i>Symboles grecs</i>	
$L$	longueur du canal, $m$	$\theta$	température adimensionnelle
$Q_v$	débit volumique, $m^3/s$	$\Phi$	variable dépendante
$H$	hauteur du canal, $m$	$\theta_b$	température adimensionnelle moyenne
$K_f$	conductivité du fluide, $W/m \cdot K$	$\theta_{interface}$	température adimensionnelle a l'interface
$K_p$	conductivité du paroi, $W/m \cdot K$		

## 1. Introduction

Le transfert de chaleur conjugué dans les plaques parallèles et les conduites rectangulaires est souvent rencontré dans l'industrie (échangeur de chaleur) ou dans le refroidissement des composants électroniques, afin d'améliorer le transfert de chaleur dans les plaques parallèles on introduit soit des chicanes ou des ailettes pour augmenter la surface d'échange et créé des perturbations à l'intérieur du fluide. Cette recherche de performance à fait l'objet de plusieurs travaux [1], [2] et [3] ou les caractéristiques du transfert de chaleur étaient déterminées seulement lorsque l'écoulement est développé. En réalité les ailettes dans les échangeurs de chaleur et dans les équipements électroniques ne sont pas placées uniquement aux endroits où l'écoulement est établi, nous les retrouvons aussi à l'entrée. Dans cette optique il existe des travaux, [4], qui traitent ce type de configuration, mais en faisant la supposition de chicanes adiabatiques ou idéales (conductivité thermique infinie), ils ont négligé le phénomène réel de transfert de chaleur conjugué (conduction-convection).

Dans le cadre de notre travail on étudié le transfert de chaleur conjugué dans un canal en présence d'ailettes en quinconces, en tenant compte de l'épaisseur des parois du canal et sans imposer des conditions aux limites sur les ailettes.

## 2. Modèle Mathématique

Le domaine d'étude, schématisé par la figure 1, est un canal bidimensionnel de hauteur  $H = 0.8$  et de longueur  $L = 20$ , l'épaisseur de la paroi est égale  $0.1$  et celle des ailettes à  $W = 0.5$ . Le domaine d'étude est homogène, un matériau unique.

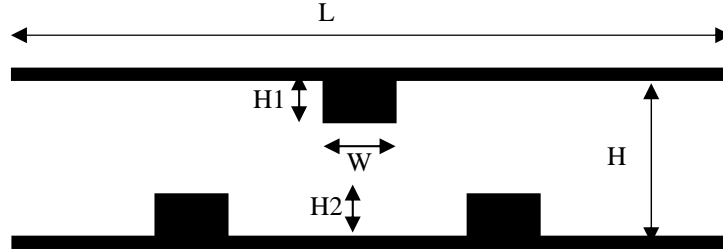


Figure 1 : Géométrie du problème

L'écoulement est laminaire à propriétés physiques constantes. Le modèle utilisé pour l'écoulement comprend les équations, de continuité, de Navier Stokes et d'énergies.

En introduisant les variables adimensionnelles :

$$X_i = \frac{x_i}{2H}, \quad U_i = \frac{u_i}{u_m}, \quad P^* = \frac{p}{\rho u_m^2}, \quad \theta = \frac{T - T_p}{T_{in} - T_p}, \quad \mu^* = \frac{\mu}{\mu_f}, \quad \tau = \frac{t u_m}{2H}, \quad K^* = \frac{K_p}{K_f} \quad (1)$$

On obtient :

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{V} &= 0 \\ \frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} &= -\nabla P + \frac{1}{Re} \nabla^2 \vec{V} \end{aligned} \quad (2)$$

Equation de l'énergie phase solide :

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \theta_f = \frac{1}{Pr Re} \nabla^2 \theta_f \quad (3)$$

Phase solide :

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = K^* \nabla^2 \theta_s \quad (4)$$

Les conditions aux limites sont :

A l'entrée :  $U = 1, V = 0, \theta = 1$

A la sortie : régime établi  $\frac{\partial(U, V, \theta)}{\partial X} = 0$

(5)

Sur les parois : conditions de non glissement  $U = V = 0, \theta = 0$

## 3. Méthode Numérique

La discrétisation des termes non stationnaires dans les équations de mouvement et d'énergie suit un schéma temporel du second ordre. Si on considère  $\phi$  comme variable dépendante du temps, toutes les dérivées temporelles sont discrétisées comme suit:

$$\frac{\partial \phi^{t+\Delta t}}{\partial t} \approx \frac{3\phi^{t+\Delta t} - 4\phi^t + \phi^{t-\Delta t}}{2\Delta t} \quad (6)$$

Les termes convectifs présentes des non linéarités dans l'ensemble des équations, pour cela utilisant alors le schéma explicite d'Adams-Bashforth [5] pris sous la forme suivante.

$$(U \cdot \nabla) \phi|^{t+\Delta t} \approx 2(U \cdot \nabla) \phi|^{t} - (U \cdot \nabla) \phi|^{t-\Delta t} \quad (7)$$

La discrétisation temporelle des termes diffusifs et des gradients de pression, dans notre modèle, est totalement implicite.

Concernant la discrétisation spatiale, on utilise le schéma des différences centrées, dont l'erreur de troncature est d'ordre deux [6].

#### 4. Résultats et interprétations

Les calculs sont étalés sur trois cas, pour chaque cas on trois valeurs différentes de Reynolds, a savoir 100, 500 et 1000, dans un maillage de 82\*62.

Différentes configurations géométriques ont été testées, un rapport fixe,  $K_p / K_f$  égale à 10 et le nombre de Pr., pour l'air, égale à 0,70.

	$W$	$H1$	$H2$
	$m$	$m$	$m$
Premier cas	0.5	0.25	0.25
Deuxième cas	0.5	0.25	0.35
Troisième cas	0.5	0.35	0.25

Tableau 1 : les valeurs des hauteurs et longueurs des trois cas

Les résultats dynamiques révèlent l'existence de trois zones, fig. 2, 3 et 4. Dans la première zone, juste en amont des ailettes, le fluide est accéléré et arrive avec une vitesse à direction axiale (profile parabolique), à l'approche des l'ailettes les lignes de courant sont déviées.

Dans la deuxième zone, située au dessus des ailettes, l'écoulement est accéléré par l'effet de réduction des sections de passages.

En dernier la troisième zone, en aval des ailettes, les lignes de courant sont engendrées par l'effet de l'expansion de l'écoulement sortant de la section formée par les ailettes et les parois. Le phénomène le plus important dans cette zone, réside dans la formation d'une recirculation de l'écoulement dont l'étendue est proportionnelle au nombre de Reynolds [7]. Cette dernière est fortement affectée par la hauteur des l'ailettes.

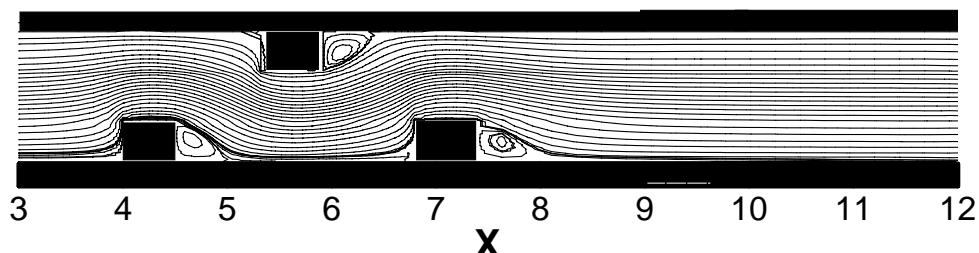


Figure 2 : les lignes de courant  $Re=100$ ,  $K=10$ , cas 1

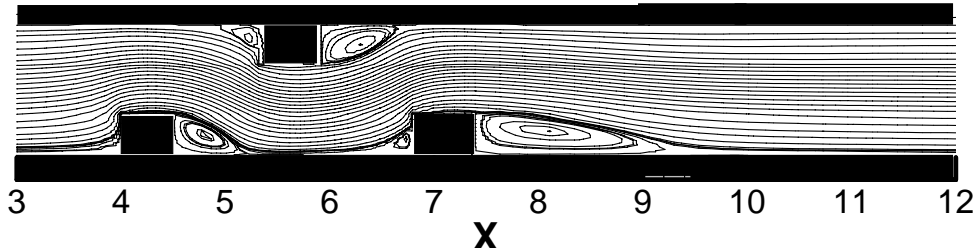


Figure 3 : les lignes de courant  $Re=500, K=10, cas1$

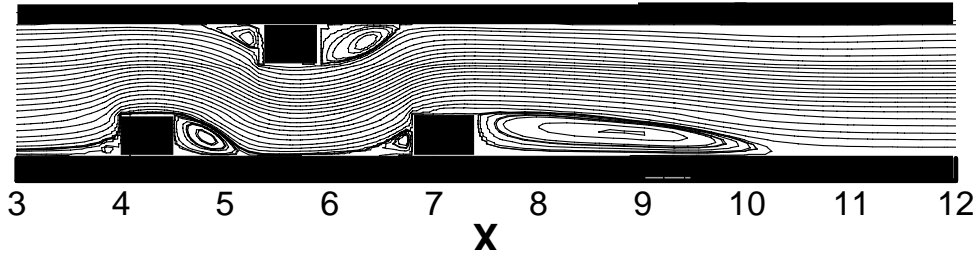


Figure 4 : les lignes de courant  $Re=1000, K=10, cas1$

Les isothermes pour les trois nombres de Reynolds et pour  $H1=H2=0.25$  sont représentés sur les fig. 5, 6 et 7. La présence des ailettes dévie les isothermes, ce qui donne de grands gradients de température, ceci explique le réchauffement des surfaces des ailettes et engendrant, du même coup, un meilleur transfert de chaleur.

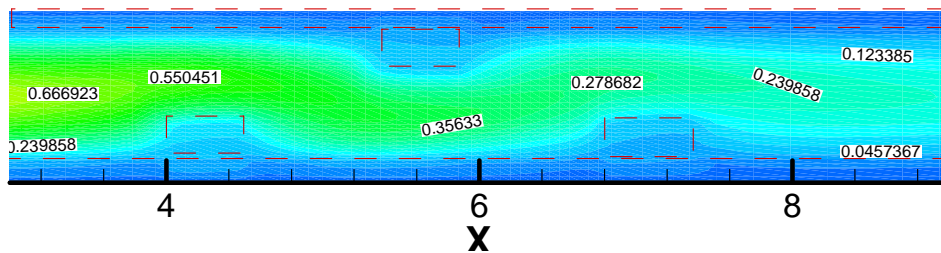


Figure 5 : effet de Reynolds sur le isothermes,  $Re=100, cas1$

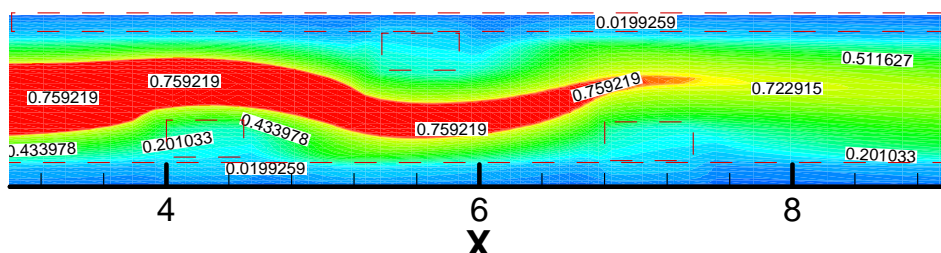


Figure 6 : effet de Reynolds sur le isothermes,  $Re=500, cas1$

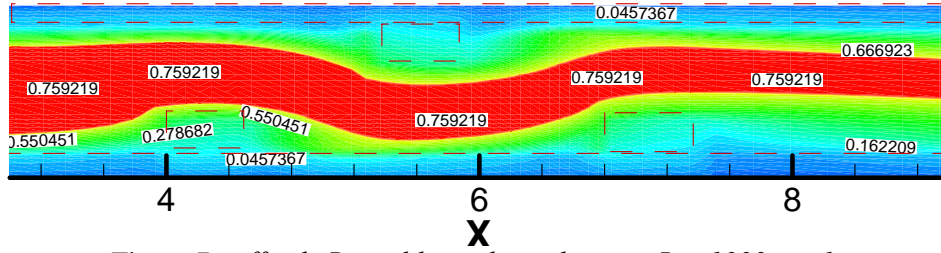


Figure 7 : effet de Reynolds sur le isothermes,  $Re=1000$ , cas 1

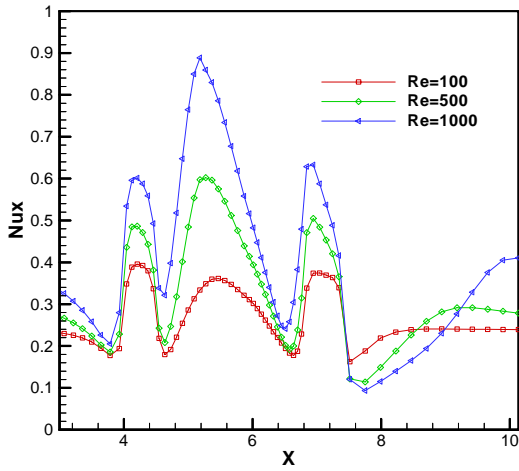


Figure 8 : variation du nombre de Nusselt local pour  $Re=100, 500, 1000$ , cas 01

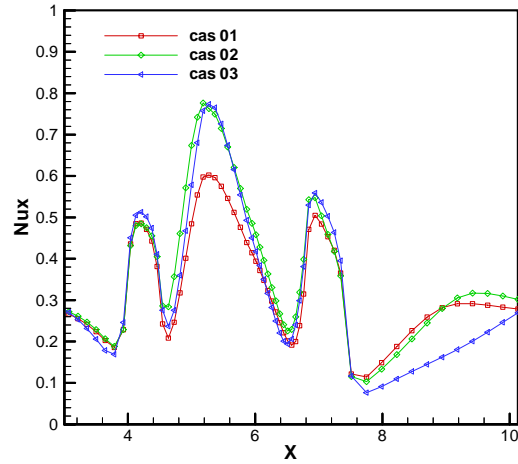


Figure 9 : variation du nombre de Nusselt local pour  $Re=500$ , cas 01, cas 02, cas 03

Cette observation est encore confirmée par l'évolution du nombre de Nusselt fig. 8 qui montre un maximum aux coins des ailettes. L'évolution du nombre de Reynolds et la hauteur des l'aillettes vont dans le sens de l'augmentation du nombre Nusselt local sauf sur la face droite où règne une recirculation du fluide fig. 9.

Le nombre de Nusselt est défini comme suit:

$$Nu_x = \frac{\left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{interface}}{(\theta_b - \theta_{interface})} \quad (7)$$

$$\theta_b = \frac{\int_0^Y |U| \theta dY}{Q_v} \quad (8)$$

Dans la pratique il est préférable de déterminer la chute de pression afin de prévoir les moyens de pompage adéquat. Pour cela nous avons calculé le coefficient de perte par frottement à partir de la relation suivante [8].

$$\bar{P} = \frac{\sum_{i=1}^N P_j \delta Y_i}{2H} \quad (9)$$

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{L \rho U_m^2} \quad (10)$$

La fig.10 représente les variations du coefficient des pertes par frottement pour trois valeurs de Reynolds ( premier cas) et la fig. 11 représente la variation du coefficient des pertes de frottement pour les trois cas. On remarque la présence des pics près des chicanes qui correspondent à des chutes de pression importante. A la sortie du canal le coefficient de frottement ne retrouve pas sa valeur initiale du fait des zones de recirculation qui représentent une perte d'énergie irrécupérable. On peut dire que plus le coefficient de frottement augmente plus le nombre de Reynolds diminue.

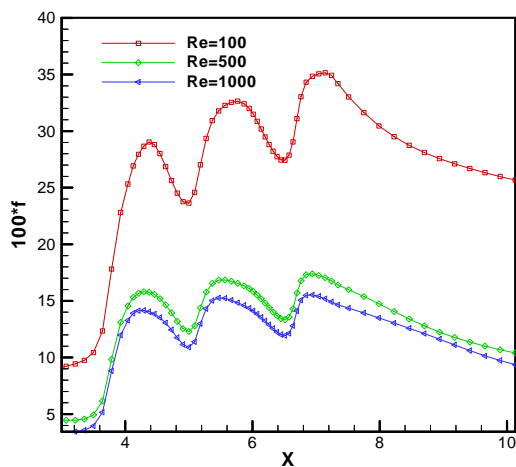


Figure 10 : coefficient de frottement pour Re=100, 500,1000, cas 01

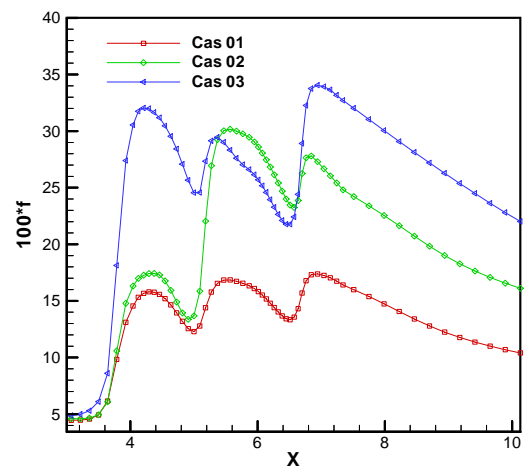


Figure 11 : coefficient de frottement pour Re=500, cas 01, cas02, cas03

## 5. Conclusion

Dans cet article nous présentons une étude dynamique thermique d'un écoulement, dans un canal en présence d'ailettes, ou les effets de la vitesse de ventilation et les dimensions des ailettes sont analysés.

Les résultats obtenus nous conduits a trois constatations majeures, a savoir, que le réchauffement des ailettes est d'autant meilleur que le nombre de Reynolds est important, que les tourbillons défavorisent l'efficacité du réchauffement et que l'augmentation du débit de ventilation, ou encore la hauteur des ailettes, offre un meilleur transfert thermique.

## Références

- [1] B. FARHANIEH, «Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in grooved duct». Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 36, N°.6, p. 1609-1617(1993).
- [2] H.H. LIN, «Transient forced convection heat transfer in a vertical rib heated channel using a turbulence promoter ». Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 36,N°.6,pp. 1553-1571 (1993).

- [3] T.M. LIOU, « LDV Measurements of periodic fully developed main and secondary flow in channel with rib-disturbed wall » J. Fluid Engineering Vol. 115, pp. 109-114 (1993).
- [4] C.H. CHENG, « Laminar Forced Convection Flows in channel with transverse fins in entrance regions » Numerical Heat Transfer, Part A, Vol.16 pp.77-100(1989).
- [5] E. SERRE, « Instabilités de couche limite dans des écoulements confinés en rotation. Simulation numérique directe par une méthode spectrale de comportements complexe ». Thèse (2000), Université de la Méditerranée Aix-Marseille II, Ecole Supérieure de Mécanique de Marseille.
- [6] S.V. PATANKAR, « Numerical Heat Transfer and Fluid » Flow Hemisphere, Washington D.C (1980).
- [7] A.KORICHI. LOUENES « Numerical heat transfer in rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls ». Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 44, pp. 644-655 (2005).
- [8] F.M. WHITE, « Fluid Mechanics 2<sup>nd</sup> End » McGraw-Hill (1987).