

L'effet de la taille des obstacles et leur espacement sur le transfert thermique entre deux plans parallèles

Ahlem BOUDIAF, Fetta DANANE, Abdelkader BOUTRA, Youb Khaled BENKAHLA*, Nabila LABSI,

Université des sciences et de la technologie Houari Boumediene
Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés
B.P. 32 El Alia Bab Ezzouar 16111 – Alger – Algerie
*(auteur correspondant : ahlem.boudiaf@gmail.com)

Résumé - Le présent travail consiste en l'étude numérique de la convection forcée entre deux plans parallèles en présence de deux obstacles. Trois combinaisons de taille différente des deux obstacles ainsi que différente distance séparant ces derniers ont été étudié. Les équations de continuité, de l'impulsion et de l'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis en y adjoignant les conditions aux limites. Les caractéristiques thermiques de l'écoulement sont analysées en termes de nombre de Nusselt.

Nomenclature

C	Hauteur adimensionnelle du bloc	W	Longueur adimensionnelle du bloc
H	Hauteur adimensionnelle de la conduite	x, y	Coordonnées cartésiennes, m
K	Rapport de conductivité thermique	X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles
L	Longueur adimensionnelle de la conduite		
Nu	Nombre de Nusselt		<i>Symboles grecs</i>
Pr	Nombre de Prandtl	α	Angle d'inclinaison
P^*	Pression statique adimensionnelle du fluide	ρ	Masse volumique du fluide, kg/m ³
Re	Nombre de Reynolds	μ	Viscosité dynamique du fluide, Pa s
S	Espace entre les deux blocs	θ	Température adimensionnelle
u	Vitesse longitudinale, m/s		<i>Indices et exposants</i>
v	Vitesse transversale, m/s	e	entrée
U	Vitesse longitudinale adimensionnelle	f	fluide
V	Vitesse transversale adimensionnelle	s	solide
		*	Viscosité adimensionnelle

1. Introduction

Au cours des deux dernières décennies, l'étude du transfert de chaleur en présence de sources de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique.

Parmi les travaux réalisés on trouve celui de Young et al [1], [2]. Ces derniers ont étudiés le transfert thermique en mode de convection forcée en présence de sources de chaleur montées sur la paroi inférieur d'un canal.

Une simulation numérique de la convection forcée entre deux plans parallèles munis d'un seul obstacle sur la paroi supérieur a été entreprise par Yang et al [3]. Les deux plans sont adiabatiques et l'obstacle a une température constante. Les effets du nombre de Reynolds, du

rapport de conductivité et la dimension du bloc ont été étudiés. Ils ont trouvé que le rapport de forme optimal de l'obstacle correspondant au taux du transfert thermique maximale augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds mais diminue avec le rapport de conductivité. Bazylak et al. [4] ont fait une analyse numérique du transfert de chaleur dû à un ensemble de sources disposées sur la paroi inférieure d'une enceinte horizontale. Ils ont trouvé que les taux optimums de transfert de chaleur et le début de l'instabilité thermique dépendent de la longueur, de l'espacement des sources et du rapport d'aspect de l'enceinte. La transition du régime conductif au régime convectif est caractérisée par une gamme de valeurs du nombre de Rayleigh; et cette dernière diminue en augmentant la longueur de la source. Seulement, pour de petites longueurs de la source la structure de la cellule de Rayleigh –Bénard se transforme en de petites cellules larges, ce qui veut dire que nous sommes en présence d'un important transfert de chaleur à la suite duquel, une bifurcation caractérisée par l'existence d'instabilités dans le système physique a été obtenue.

Dans cette étude, nous avons analysé l'impact de la taille ainsi que la distance de séparation de deux sources génératrices de chaleur, placées sur la paroi supérieure de deux plans parallèles. Le fluide choisi est newtonien, de propriétés physiques constantes et uniformes. La largeur des deux plans étant très grande (le long de l'axe Oz), on considérera par conséquent l'écoulement comme bidimensionnel plan (dans le plan xOy). Les caractéristiques thermiques de l'écoulement en termes de nombre de Nusselt sont examinées.

2. Formulation mathématique du problème

Pour étudier l'effet de la variation des dimensions des deux obstacles sur le transfert thermique, nous avons sélectionné trois combinaisons comme le montre la figure suivante :

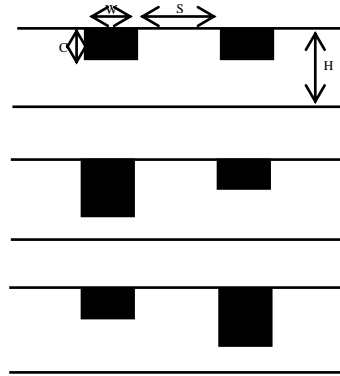


Figure 1 : Géométrie du problème

Les équations générales, régissant notre problème physique, s'écrivent sous forme adimensionnelle comme suit :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P^*}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu^* \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right] + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu^* \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu^* \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P^*}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu^* \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu^* \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu^* \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) \right] \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{K}{Re Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (4)$$

Pour l'écriture adimensionnelle des équations 1 à 4, nous avons utilisé les variables réduites suivantes :

$$X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H} \quad U = \frac{u}{U_0} \quad V = \frac{v}{U_0}$$

$$P^* = \frac{P}{\rho U_0^2} \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_e - T_0} \quad K = \frac{k_s}{k_f}$$

Pour la résolution des équations 1 à 4, il nous faut adjoindre un certain nombre de conditions aux limites :

A l'entrée du canal, soit $X = 0$ et $0 < Y < 1$, l'écoulement est supposé pleinement développé :

$$U = 6Y(1-Y) \quad V = 0 \quad \theta = 0 \quad (5)$$

A la sortie du canal, $X = L$ et $0 < Y < 1$, les écoulements hydrodynamique et thermique sont supposés établis :

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad \frac{\partial V}{\partial X} = 0 \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad (6)$$

Tout le long de la paroi supérieure, en d'autres termes $0 < X < L$ et $Y = 1$, on y applique la condition d'adhérence pour le champ de vitesse et on supposera la paroi chaude:

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \theta = 1 \quad (7)$$

Tout le long de la paroi inférieure, en d'autres termes $0 < X < L$, $Y = 0$:

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad (8)$$

3. Méthode numérique

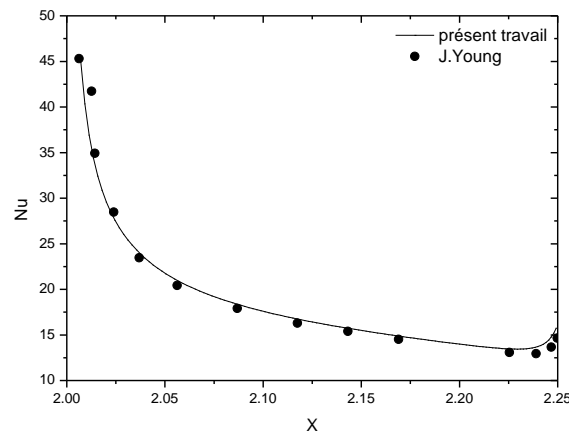


Figure 2 : Comparaison entre les profils de vitesse obtenues par [1] et les nôtres

Afin de valider le code de calcul établi pour la résolution numérique de nos équations (1-4), une comparaison de nos résultats avec ceux de la littérature est impérative. Celle établie sur la base des résultats présentés par Young & Vafai [1], montre un bon accord entre les deux résultats, en termes de nombre de Nusselt local, ce qui permet de valider notre code de calculs.

4. Résultats et interprétation

4.1. Effet de la taille des deux obstacles sur le nombre de Nusselt

Les six cas de la figure 3, illustrent une comparaison du nombre de Nusselt le long des trois faces (faces verticale gauche, horizontale et verticale droite) de chaque obstacle.

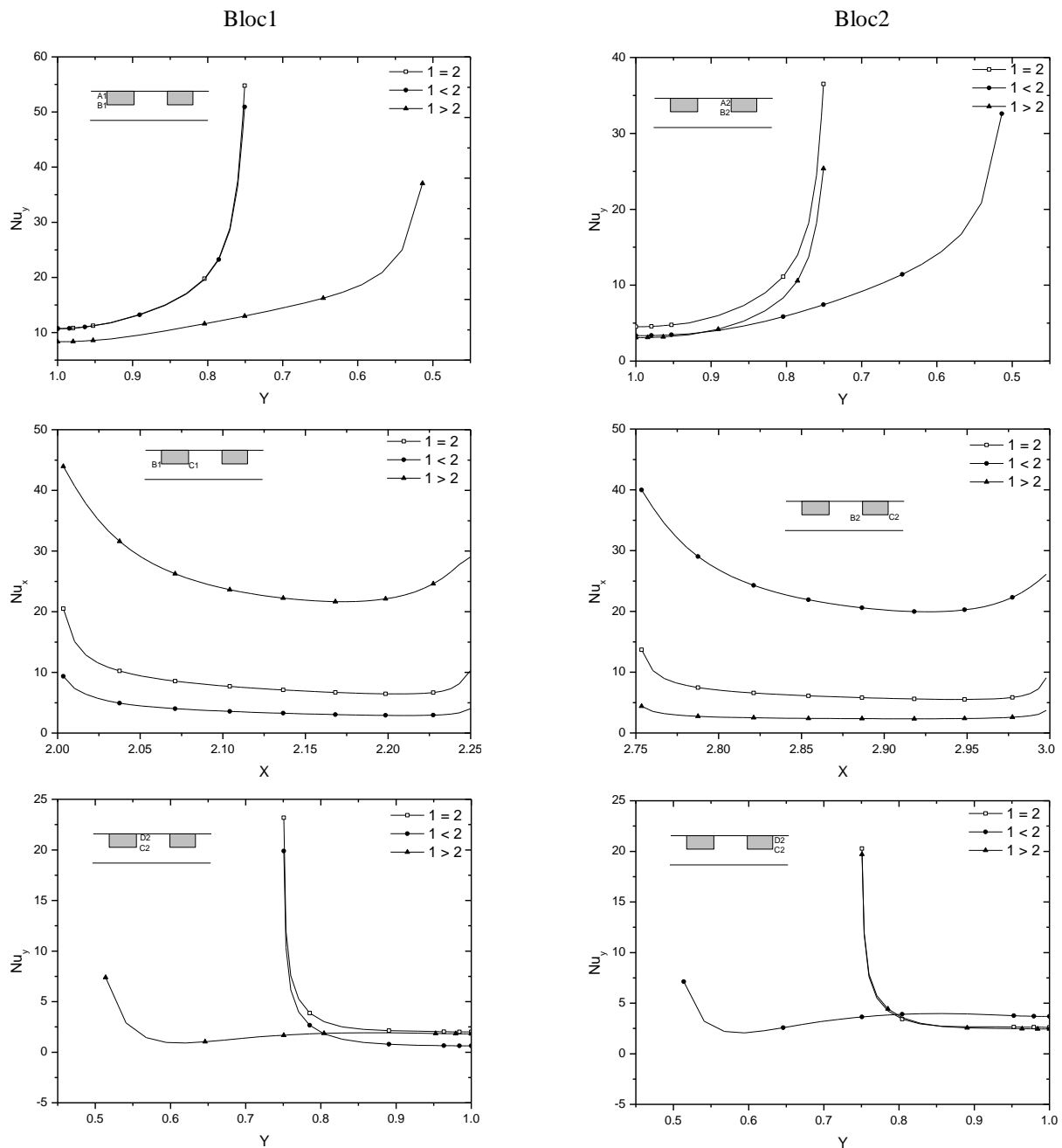


Figure 3 : Effet de la dimension des deux obstacles sur le nombre de Nusselt local

Nous remarquons que pour la combinaison obstacle 1 > obstacle 2, le transfert thermique augmente sur la face B1C1 en raison de la diminution de la section de passage du fluide et donc, par conséquent, l'augmentation des vitesses du fluide. En revanche, pour les faces C1D1 et A2B2 le nombre de Nusselt diminue. De même, pour la combinaison obstacle 1 < obstacle 2, le nombre de Nusselt est plus important sur la face B2C2 et médiocre sur la face C2D2.

4.2. Effet de la distance de séparation des deux obstacles sur le nombre de Nusselt

Les figures 4 et 5 montrent la variation du nombre de Nusselt le long des faces du premier et deuxième obstacle respectivement en fonction de l'espacement entre les obstacles (S).

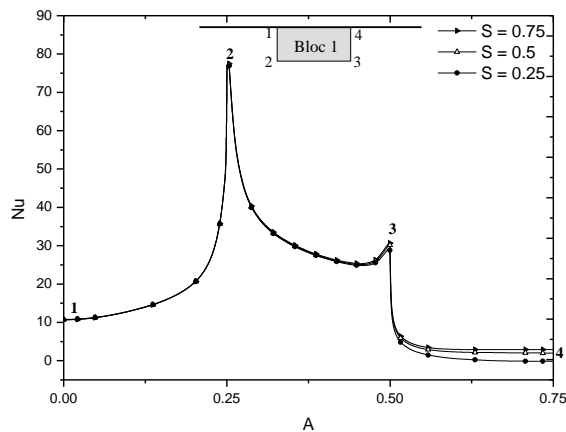


Figure 4 : Evolution du nombre de Nusselt local pour différentes distances de séparation pour 1^{er} obstacle

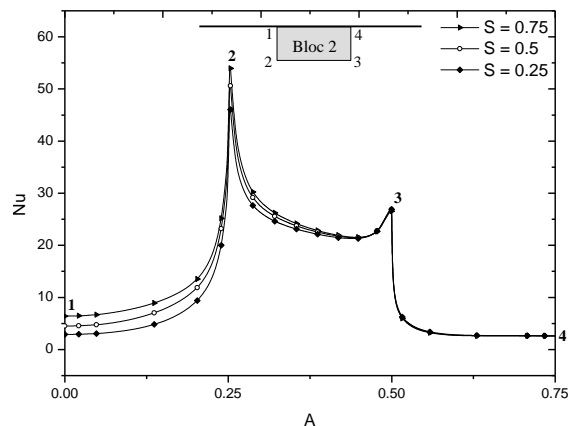


Figure 5 : Evolution du nombre de Nusselt local pour différentes distances de séparation pour 2^{eme} obstacle

Nous remarquons que, globalement le taux de transfert de chaleur au niveau du premier obstacle est plus important que le deuxième obstacle. Nous constatons aussi que l'augmentation de la distance de séparation conduit à l'augmentation du taux d'évacuation de la chaleur sur les faces 34 du 1^{ère} obstacle et 12 du second.

5. Conclusion

Une étude numérique sur le transfert thermique lors de l'écoulement en régime stationnaire d'un fluide newtonien entre deux plans parallèles munis de deux sources de chaleur placées sur la paroi supérieure, a été entreprise.

L'effet de la distance de séparation entre les deux obstacles ainsi que la variation de la taille des obstacles sur les caractéristiques thermique du fluide a été examiné.

Les résultats ont montrés que l'augmentation de la distance de séparation conduit à l'augmentation du nombre de Nusselt sur la face droite du premier obstacle et la face gauche du deuxième obstacle. Nous avons trouvé aussi que de la taille de l'un des deux obstacles conduit à l'amélioration de l'évacuation de la chaleur sur cet obstacle et à sa diminution sur l'autre.

Références

- [1] T.J. Young, K. Vafai, Convective cooling of a heated obstacle in a channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (1998), 3131-3148.
- [2] T.J. Young, K. Vafai, Convective flow and heat transfer in channel containing multiple heated obstacles, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (1998), 3279-3298.
- [3] M.H. Yang; R.H. Yeh, J.J. Hwang, Forced convective cooling of a fin in a channel, *Energy conversion and management*, 51 (2010), 1277-1286.
- [4] A. Bazylak, N. Djilali, D. Sinton, Natural convection in an enclosure with distributed heat sources, *Numerical heat transfer*, 49 (2006), 667-11.