

REFROIDISSEMENT PAR CONVECTION MIXTE TURBULENTE DES SOURCES DE CHALEURS MONTEES DANS UN CANAL VERTICAL

Y. Harnane* & R. Bessaïh

* Département de Génie mécanique, Institut des sciences et technologies

Université Laarbi-Ben-Mhidi, Oum-El-Bouaghi, Algérie.

E-mail harnane_y@yahoo.fr

Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Département de Génie Mécanique
Université Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, Constantine 25000, Algérie

RESUME

Une analyse numérique du refroidissement par la convection turbulente mixte de l'air des blocs chauffés dans un canal vertical est considérée dans cette étude. La géométrie est bidimensionnelle, les blocs sont identiques, chauffés par une source de chaleur, montés sur un seul côté du canal. Les parois du canal sont rigides, immobiles et adiabatiques. Le fluide est Newtonien, incompressible, le régime est stationnaire et purement turbulent. Le nombre de Reynolds est pris constant $Re = 5.10^3$ et le nombre de Grashof est $2,5.10^7 \leq Gr \leq 5.10^8$. Deux modèles de turbulences sont utilisés dans cette étude afin de caractériser l'écoulement turbulent de la convection mixte turbulente : le modèle standard semi empirique $k - \varepsilon$ et le modèle RSM. L'approche numérique est basée sur la technique des volumes finis, le code FLUENT est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. Une description détaillée de l'écoulement autour des blocs a été présentée pour les différentes valeurs de Gr/Re^2 .

Mots clés : convection mixte, modèles de la turbulence, modélisation, refroidissement des sources de chaleur

NOMENCLATURE

D_H Diamètre hydraulique (m)

Gr_H Nombre de Grashof ; $Gr_H = \frac{g\beta qH^4}{k\nu^2}$

H Largeur du canal (m)

L Longueur du canal (m)

Nu Nombre de Nusselt

Pr Nombre de Prandtl

Re_H Nombre de Reynolds ; $Re_H = \frac{VH}{\nu}$

T Température du fluide (K)

T_0 Température ambiante (K)

U_i, U_j Composantes vitesses dans les directions i et j (m/s)

$\overline{u_i u_j}$ Efforts de cisaillement turbulents (m^2/s^2)

$\overline{u_j t}$ Flux turbulents de chaleur (m/sK)

w La distance entre deux blocs successifs (m)

ε Taux de dissipation turbulent (m^2/s^3)

k Énergie cinétique turbulente (m^2/s^2)

μ Viscosité dynamique (kg/ms)

μ_{eff} Viscosité effective du fluide (kg/ms)

μ_t Viscosité turbulente du fluide (kg/ms)

ρ Masse volumique de l'air (kg/m^3)

1. INTRODUCTION

Il est bien connu depuis plus d'un siècle, que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Celles-ci, trouvent son application dans différents domaines industriels. L'une des exigences sérieuses dans le design (conception) est le traitement des technologies électroniques de haute puissance et le transfert thermique effectif d'un système donné. Ainsi, l'étude des processus de refroidissement suscite un très grand intérêt, plus particulièrement dans l'industrie électronique où

la génération excessive de chaleur peut être la cause d'endommagement et perte du matériel. Par conséquent, le processus de refroidissement est d'un intérêt essentiel et primordial, puisque son but principal est le contrôle de la température de ces composants. Au fil des ans, beaucoup de chercheurs ont contribué par leurs efforts pour étudier les caractéristiques des écoulements à flux convectif forcé sur les blocs à sources de chaleur. Les études sur la convection turbulente mixte ou forcée de transfert de chaleur sont de plus en plus pertinentes, D.D.Luo, C.W.Leung, T.L.Chan et W.O.Wong [1] ont utilisé les deux modèles de turbulence, $k-\varepsilon$ et RSM afin de prédire la convection forcée d'un écoulement turbulent entre deux plaques planes horizontales, Horng-Wen Wu, Shiang-Wuu Perng [3] ont présenté une simulation numérique de la convection mixte turbulente dans un canal rectangulaire muni des blocs électroniques chauffés, avec et sans turbulateur et utilisant le modèle de turbulence LET. Les études numériques sur la convection dans un canal ont été menées premièrement pour le régime laminaire, Horng-Wen Wu, Shiang-Wuu Perng [4] ont présenté une analyse numérique des caractéristiques de l'écoulement laminaire de la convection mixte dans un canal vertical muni de blocs chauffés, Timothy J.Young, Kambiz Vafai [5] ont mené une étude numérique paramétrique détaillée de la convection forcée laminaire dans un canal horizontal muni d'un ensemble d'obstacles chauffés, Yeong-Ley Tsay, Jen-chieh Cheng [6] ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement de la convection forcée laminaire dans un canal contenant plusieurs panneaux courts montés avec des blocs générateurs de chaleur. L'utilisation des logiciels de calcul devient très répandu, C.K.Lee, S.A.A.Moneim [7] ont utilisé un modèle CFD pour étudier le transfert de chaleur et le comportement de l'écoulement turbulent sur une surface horizontale à deux nervures, D.D.Luo, C.W.Leung, T.L.Chan et W.O.Wong [8] ont traité un autre problème à trois dimensions de la turbulence dans un canal triangulaire équilatéral. Roy N.Mathews, C.Balaji [9] ont utilisé un CFD nommé ACFD pour simuler la convection turbulente mixte conjuguée dans un canal vertical. Expérimentalement, H.Bhowmik, C.P.Tso et K.W.Tou [10] ont mené une étude détaillée qui analyse les trois modes de convection naturelle, mixte et forcée dans un canal vertical rectangulaire muni d'une rangée de blocs chauffés, refroidis par l'eau. L'objectif de la présente étude est d'analyser le transfert de chaleur par convection mixte turbulente dans un canal verticale pour le refroidissement des blocs électroniques sources de chaleur.

2. FORMULATION MATHEMATIQUE

La géométrie est bidimensionnelle, la longueur du canal est $L = 25\text{cm}$, sa largeur est $H = 2.5\text{cm}$, chaque bloc a un coté $w = 1\text{cm}$ et la distance entre deux blocs successifs $h = w = 1\text{cm}$, Figure.1, le diamètre hydraulique est $D_H = 2H$ et la distance entre le dernier bloc et la sortie du canal est suffisante pour éviter son effet. Le fluide est newtonien, incompressible, le régime est stationnaire et purement turbulent.

2.1 Les équations de transport

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{\text{Pr}} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j t} \right) \quad (3)$$

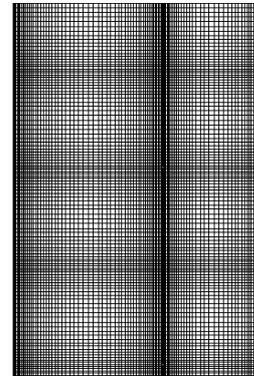
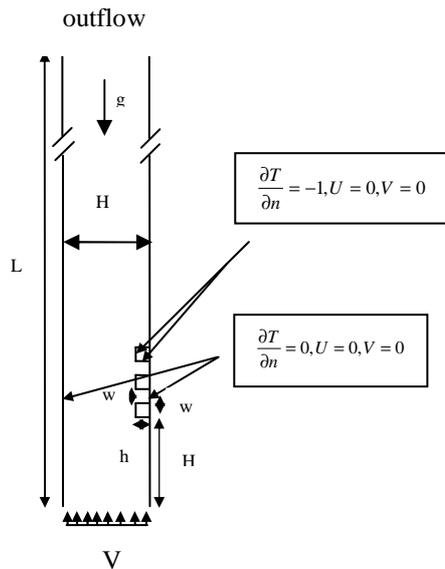


Figure 1. La géométrie considérée dans le calcul

Figure 2. Distribution du maillage

2.2 Méthode et approche

Dans les équations régissant ci-dessus, les deux variables inconnues, les efforts de cisaillement turbulents $(-\rho \overline{u_i u_j})$ et les flux turbulents de la chaleur $(-\rho \overline{u_j t})$, sont exigés pour être modélisés. Dans la présente étude, deux modèles de turbulence ont été employés. Un modèle standard semi empirique $k - \varepsilon$ basé sur la modélisation des équations de transport pour l'énergie cinétique de turbulence k et son taux de dissipation (ε) [1] et le modèle RSM.

Dans la dérivation du modèle de $k - \varepsilon$, on a supposé que l'écoulement est entièrement turbulent et les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. Le tenseur d'effort de Reynolds est calculé selon l'hypothèse de boussinesq et la viscosité dynamique est remplacée par une viscosité efficace ($\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ avec $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ et C_μ est constante). $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$. Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent, $Pr_t = 0.85$ [2]

Le modèle (Reynolds Stress Model) RSM adopté dans cette étude nécessite le calcul individuel des tenseurs de Reynolds $(\overline{u_i u_j})$ utilisant les équations différentielles de transport. Ces tenseurs sont ensuite utilisés pour obtenir la clôture de l'équation moyenne de Reynolds [Eq. (2)]. Le terme turbulent de flux $-\overline{u_j t}$ modélisé en utilisant le modèle simple généralement appliqué de diffusivité de turbulence.

2.3 Conditions aux limites

Nous employons les conditions aux limites suivantes pour les calculs [3]; à l'entrée $u = 0$, $v = V$ et $T = T_0$; à la sortie un régime turbulent établi dans le modèle $k - \varepsilon$ et une pression de sortie dans le modèle RSM; la condition de non glissement sur les parois $u = v = 0$; $\frac{\partial T}{\partial n} = -1$ le long des

surfaces chauffées des blocs et $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ le long des autres surfaces adiabatiques. La condition

initiale est $u = 0$, $v = V$, $T = T_0$ dans le domaine de calcul et des conditions initiales de turbulences sont imposées; l'intensité de la turbulence à l'entrée est proportionnelle au nombre de Reynolds $I = 0.16 (\text{Re}_H)^{-1/8}$ [2].

2.4 Techniques de solution

Dans cette étude, une technique basée sur les volumes finis est utilisée pour convertir les équations régissant aux équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le code FLUENT est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. L'algorithme SIMPLE est utilisé pour la discrétisation des termes couplés de la pression vitesse, l'approche segregated-solution-method a été choisie et le schéma upwind au second ordre est adopté à un maillage structuré [5] suffisamment fin de 100×750 , 100×800 et 120×800 , Figure.2. Afin de confirmer l'effet négligeable du maillage, on a mené plusieurs essais en augmentant successivement la densité de maille jusqu'à ce qu'une amélioration davantage a montré une différence entre les résultats consécutifs moins de 1%.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

3.1 Influence de la flottabilité

L'effet principal de la flottabilité est d'altérer les champs de vitesse et de température dans l'écoulement de la convection forcée ce qui va altérer le nombre de Nusselt. Dans notre étude on considère le cas de la convection mixte ascendante autour des blocs chauffés dans un canal vertical. Si une surface est chauffée alors sa température est plus grande que la température à l'entrée, la force résultante de la flottabilité facilite le mouvement de la convection, particulièrement dans la région près de la paroi ce qui engendre un nombre de Nusselt plus élevé que celui mesuré pour la convection forcée au même nombre de Reynolds [3].

3.2 Distribution du nombre de Nusselt

Pour chaque modèle la distribution détaillée du nombre de Nusselt local pour les différentes valeurs de Gr/Re^2 démontre une tendance semblable, avec une intensification du transfert de chaleur lorsque le rapport Gr/Re^2 augmente [1]. Par contre différentes tendances de la distribution du nombre de Nusselt est observée en utilisant les deux modèles ; Figure. 3

Pour le modèle k- ϵ , on remarque un grand transfert de chaleur sur le premier bloc, ce transfert décroît sur les deux autres blocs en aval [6]. Une forte augmentation du nombre de Nusselt autour du coin inférieur de chaque bloc a été clairement prévue par les deux modèles. Elle a été induite par l'interaction entre l'écoulement de re-circulation devant le bloc chauffé et l'écoulement principal ascendant [1], [3], [5]. On observe aussi deux valeurs maximales autour de chaque bloc en utilisant les deux modèles : une est observée immédiatement devant le bloc et l'autre autour de son coin gauche supérieur.

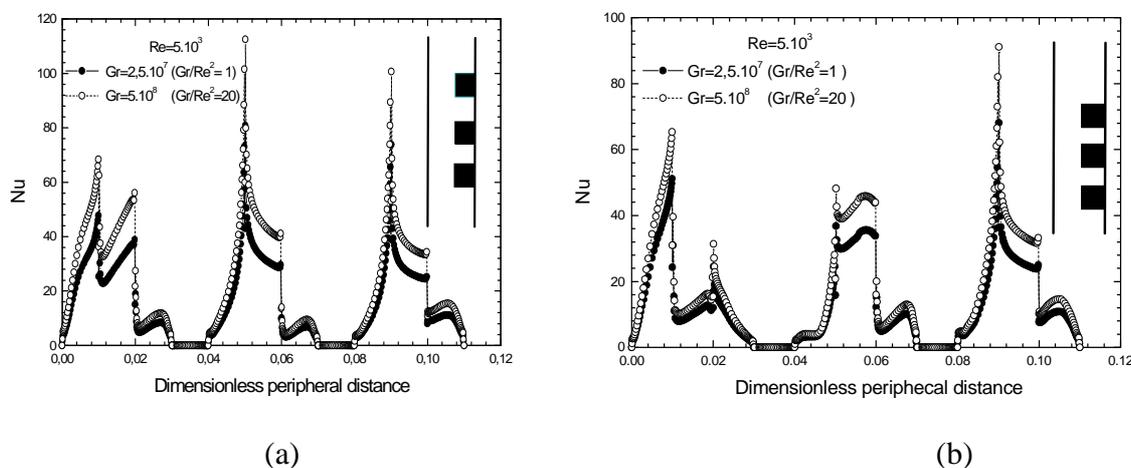


Figure.3: Distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés : (a) modèle k- ϵ ; (b) modèle RSM.

3.3 Effet du nombre de Reynolds

Pour augmenter le transfert de chaleur au niveau des blocs et par conséquent améliorer le refroidissement de ces blocs, on a augmenté 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 pour les deux modèles de turbulence ; Figure.5

Sur chaque bloc, lorsque Reynolds augmente, le nombre de Nusselt augmente et par conséquent l'écart de température entre la surface des blocs et le fluide diminue ce qui engendre donc un bon refroidissement.

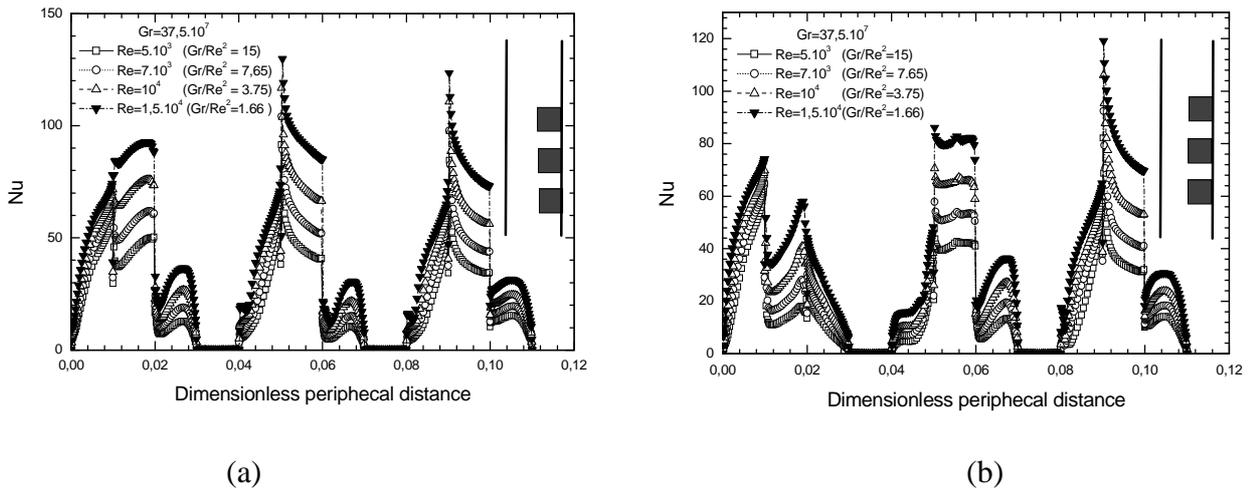


Figure 5. Effet du nombre de Reynolds sur la distribution du nombre de Nusselt le long des blocs chauffés ; $Gr = 37.5 \cdot 10^7$: (a) modèle k- ϵ ; (b) modèle RSM

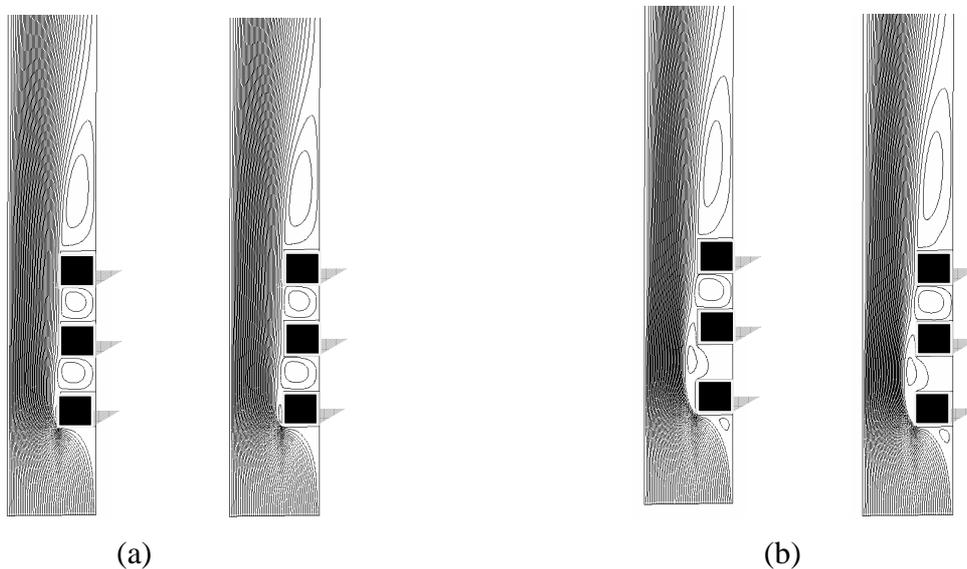


Figure. 6: Lignes de courant (maillage 120×800) : (a) modèle k- ϵ ; (b) modèle RSM ($Gr = 2.5 \cdot 10^7$ et $Gr = 5 \cdot 10^8$)

3.4 Lignes de courant

L'écoulement autour des blocs placés sur l'un des parois du canal vertical est très compliqué, il est défini par une stagnation devant le premier bloc, une séparation au coin avant du même bloc, une re-circulation dans la cannelure entre deux blocs et une zone de re-circulation différente derrière le troisième bloc. Des zones de vortex ont été détectées par les deux modèles, cependant et à titre d'exemple, l'intensité des vortex prédits par le modèle RSM est plus forte et plus vigoureuse que celle du modèle $k - \varepsilon$.

L'élargissement brusque de la section transversale conduit à une chute de pression derrière chaque bloc, ce qui forme une zone de re-circulation séparée de l'écoulement principal dans cette région. Les deux modèles prévoient les caractéristiques semblables des lignes de courant. La courbure des lignes de courant devient très grande localement au coin avant d'un bloc donné, ces lignes de courant ont une vitesse élevée ainsi le transfert thermique par convection est grand [3]. A cause de la séparation devant le premier bloc, il s'établi un petit vortex permanent autour de la paroi du canal, ce vortex devient plus petit et loin de la partie antérieure du premier bloc lorsque la valeur de Gr/Re^2 augmente, à titre d'exemple, on a représenté les courbes concernant le modèle $k - \varepsilon$ et RSM pour $Gr = 2.5 \times 10^7$ et $Gr = 5 \times 10^8$, Figure.6

4. CONCLUSION

En conclusion, une analyse des caractéristiques de l'écoulement de la convection mixte turbulente dans un canal vertical muni des blocs électroniques chauffés a été présentée en utilisant deux modèles de turbulence, $k - \varepsilon$ et le RSM. Les deux modèles prévoient différentes tendances de la distribution du nombre de Nusselt et les lignes de courant sont plus vigoureuses dans le modèle RSM.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] D.D.Luo, C.W.Leung, T.L.Chan et W.O.Wong, flow and forced-convection characteristics of turbulent flow through parallel plates with periodic transverse ribs, Numerical Heat Transfer, Part A, 48: 43-58, 2005
- [2] FLUENT Documentation, <http://www.fluentusers.com/fluent/index.htm>
- [3] Horng-Wen Wu, Shiang-Wuu Perng, Turbulent flow and heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a channel, Int. J. for Numerical Methods in Heat & Fluid Flow, Vol.15.N°2,pp 205-225, 2005
- [4] Horng-Wen Wu, Shiang-Wuu Perng, Heat transfer augmentation of mixed convection through vortex shedding from an inclined plate in a vertical channel containing heated blocks, Numerical Heat Transfer, Part A, 33:225-244, 1998
- [5] Timothy J.Young, Kambiz Vafai, Convective cooling of heated obstacle in a channel, Int. J. of Heat and Mass Transfer, pp 3131-3148, 1998
- [6] Yeong-Ley Tsay, Jen-chieh Cheng, Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocks, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 2007
- [7] C.K.Lee, S.A.Abdel-Moneim, Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two- dimensional ribs, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 28, N°2, pp. 161-170, 2001
- [8] D.D.Luo, C.W.Leung, T.L.Chan et W.O.Wong, simulation of turbulent flow and forced convection in a triangular duct with internal ribbed surfaces, Numerical Heat Transfer, Part A, 48: 447-459, 2005
- [9] Roy N. Mathews, C. Balaji, Numerical simulation of conjugate, turbulent mixed convection heat transfer in vertical channel with discrete heat sources, Int. Comm. Heat Transfer 33, 908-916, 2006
- [10] H.Bhowmik, C.P.Tso et K.W.Tou, Analyses of convection heat transfer from discrete heat sources in a vertical rectangular channel, J. Elec. Packaging, Vol. 127, pp 215-222, 2005.