



HAL
open science

Écoulement turbulent et transfert de chaleur par convection dans un canal à paroi ondulée

Ahmed Zineddine Dellil, Abbès Azzi, Mohammed Lachi

► **To cite this version:**

Ahmed Zineddine Dellil, Abbès Azzi, Mohammed Lachi. Écoulement turbulent et transfert de chaleur par convection dans un canal à paroi ondulée. JITH 2007, Aug 2007, A, France. 5p. hal-00167223

HAL Id: hal-00167223

<https://hal.science/hal-00167223>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ÉCOULEMENT TURBULENT ET TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION DANS UN CANAL A PAROI ONDULEE

Ahmed Zineddine DELLIL¹, Abbès AZZI², Mohammed LACHI³

¹Université d'Es-senia d'ORAN, Faculté des Sciences, Route d'Es-Sénia, Oran, ALGERIE

²Univ. des Sciences et de la Technologie d'ORAN, Faculté de Génie-Mécanique, BP. 1505, El-Mnaouar, Oran, ALGERIE

³LTM/UTAP, Faculté des Sciences BP. 1039, 51687 Reims, France.

sdellil@yahoo.fr azzi@yahoo.fr m.lachi@univ-reims.fr

Résumé – Dans cette étude on présente une modélisation du transfert de chaleur par convection forcée le long d'une paroi ondulée. Un modèle de viscosité turbulente à deux équations (modèle bicouche) est utilisé. Cette dernière consiste à combiner le modèle standard de turbulence k-ε pour l'écoulement du noyau externe et un modèle à une équation pour la résolution des équations dans la région au voisinage de la paroi. Les résultats obtenus montre que le nombre de Nusselt augmente jusqu'à atteindre une valeur critique, avec un accroissement de la chute de pression.

1. INTRODUCTION

Les écoulements sur des parois ondulées sont rencontrés dans de nombreuses applications d'ingénierie et ont, par conséquent, reçu une attention particulière dans certaines recherches [1-2]. Le processus physique d'augmentation du transfert de chaleur est obtenu par l'introduction de quelques modifications géométriques sur la paroi en question, de telle manière à briser la couche limite se formant sur celle-ci et remplacer son fluide par un fluide plus frais provenant de l'écoulement libre [3]. Dans la réalité, en plus de l'augmentation du transfert de chaleur les ingénieurs sont aussi intéressés par la chute de la pression occasionnée par de telles techniques. Wang et Vanka [3] ont réalisé une étude numérique sur des parois ondulées, où ils ont obtenu un facteur d'augmentation du transfert de chaleur d'environ 2,5 dans le cadre d'un écoulement instationnaire comparé avec celui d'un canal ayant des parois lisses. Ce même cas de figure a été étudié par Rodi et al. [4] puis testé dans les travaux de [6]. Notre choix s'est porté sur le travail mené par Mass et Shumann [5].

2. MODELISATION MATHEMATIQUE

Sur la figure (1) on présente le domaine d'analyse et la géométrie du modèle physique. La paroi ondulée et la paroi plane sont placées avec un espacement moyen ($H = 1$). L'amplitude et la longueur d'onde de la paroi inférieure sont respectivement ($a_m = 0,05 H$) et ($\lambda = H$). Le nombre de Reynolds $Re = H.U / \nu = 6760$ étant pris égal à celui utilisé les calculs de DNS [5]. La dissipation de turbulence étant calculée en se basant sur une viscosité turbulente égale à 50 fois la viscosité laminaire.

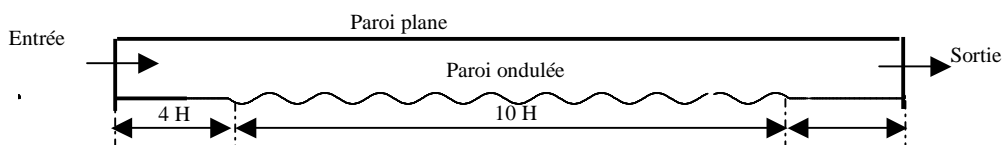


Figure 1 : Schéma et géométrie du canal ondulé

Le modèle mathématique est composé des équations de RANS (The Reynolds-Averaged Navier-Stokes), du modèle k- ϵ à deux équations et de l'équation d'énergie. Les équations principales d'un écoulement turbulent, pour un fluide incompressible en écoulement stationnaire dans un repère non orthogonal ayant des composantes de vitesse en coordonnées cartésiennes peuvent être écrites d'une manière généralisée par :

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x_i} (C_i \phi + D_i^\phi) = S_\phi \quad (1)$$

L'approche bicouche représente une autre manière de modélisation, car située entre celle de la paroi et celle du modèle à bas nombre de Reynolds. Dans l'écoulement de la masse extérieure, l'hypothèse de la viscosité turbulente est utilisée par application d'une relation linéaire entre le tenseur des contraintes de Reynolds et le tenseur des taux de déformation :

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} k - 2\Gamma_{ij} S_{ij} \quad (2)$$

$$\overline{u'_j \theta} = -\frac{\Gamma_{ij} \partial \bar{T}}{\text{Pr}_t \partial x_j} \quad (3)$$

avec $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$: énergie cinétique de turbulence

Dans le cas des écoulements à grands nombres de Reynolds, le coefficient de transport turbulent Γ_{ij} est conventionnellement considéré isotrope et proportionnel à l'échelle de vitesse ($-k$) et l'échelle de temps (k/ϵ), permettant ainsi la caractérisation du taux de la turbulence locale. Ce dernier est donné par la relation :

$$\Gamma_{ij} \equiv \nu_t \equiv C_\mu k^2 / \epsilon \quad (4)$$

Les distributions de k , ϵ sont déterminées à partir des équations de transport du modèle conventionnel de Jones et Launder [7] et des valeurs standard peuvent être appliquées aux constantes du modèle. Dans le modèle à une équation, la viscosité turbulente est considérée comme proportionnelle à l'échelle de vitesse déterminée par la résolution de l'équation de l'énergie cinétique k et une échelle de longueur l_μ prescrite algébriquement. Le taux de dissipation ϵ , lié à la même échelle de vitesse ainsi qu'à l'échelle de dissipation de longueur l_ϵ correspondante, est aussi calculé algébriquement [5]. Un tel modèle possède l'avantage d'avoir besoin que d'un faible nombre de points dans la sous-couche visqueuse que n'importe quel arrangement ayant un faible nombre de Reynolds. Le modèle bicouche considéré dans cette étude est une version reformulée de ce qui est appelé le modèle (TLV :bicouche basé sur l'échelle de vitesse (v^2)) proposé par Rodi et al. [5]. Dans une étude récente Azzi et Lakehal [6] ont proposé $k^{1/2}$ comme une échelle de vitesse au lieu de $(v^2)^{1/2}$, l_μ , et l_ϵ prises par Kim [8]. Dans la suite de cet article, ce modèle sera appelé le modèle TLK et qui est défini de la manière suivante :

$$\Gamma_{ij} \equiv \nu_t \equiv C_\mu \sqrt{k} l_\mu ; \epsilon = k^{3/2} / l_\epsilon \quad (5 ; 6)$$

$$l_\mu = k y C_\mu^{-3/4} f_\mu ; f_\mu = \frac{1}{32} \sqrt{0,116 \cdot R_y^2 + R_y} \quad (7 ; 8)$$

$$l_\epsilon = \frac{k C_\mu^{-3/4} y}{2 + 17.29 / (f_\mu R_y k C_\mu^{-3/4})} ; R_y = \rho \sqrt{k} y / \mu \quad (9 ; 10)$$

avec $k = 0,4$ et $C_\mu = 0,082$, Γ_{ij} : coefficient de transport de turbulence, k : énergie cinétique de turbulence

Le modèle du noyau externe et de celui du voisinage de la paroi ont été pris égaux à la position où $f_{\mu} = 0,95$, tout en indiquant que les effets de la viscosité deviennent négligeables. Plus de détails peuvent être trouvés dans la référence [8].

Résolution Numérique

Pour résoudre ces équations de Navier Stokes, on utilise la méthode des volumes finis avec un maillage à nœuds centrés. Afin d'éviter les oscillations du champ de pression dans l'équation de quantité de mouvement, on a utilisé la technique d'interpolation de Rhie et Chow [9]. Le couplage de la vitesse et de la pression est traité avec l'algorithme SIMPLEC.

Maillage :

Sur la figure 2 on présente un agrandissement du maillage utilisé dans le cas de $am = 0,10 H$. Pour l'étude paramétrique, plusieurs maillages ont été générés avec une amplitude des ondulations variant de 0 à 0,10 avec un pas de 0,02. Parmi les grilles suivantes (840x120x3, 201x60x2 et 420x100x2) le maillage retenu dans les calculs est constitué de 42100 nœuds disposés sur un maillage global de 421 x 100 nœuds dans les directions x et y, car il présente un taux de précision par rapport à la grille de [6] de 1,5%.

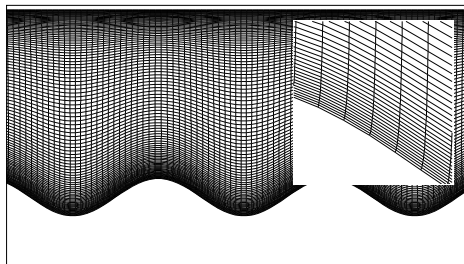


Figure 2: Schéma d'une grille d'amplitude($am=0,1 H$)

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Pour valider notre code, les premiers calculs sont réalisés avec les mêmes caractéristiques d'écoulement que celles utilisées par Rodi [6]. Sur les figures 3 et 4 on présente la comparaison de la viscosité moyenne normalisée et des profils d'énergie cinétique turbulente avec ceux donnés par DNS [5].

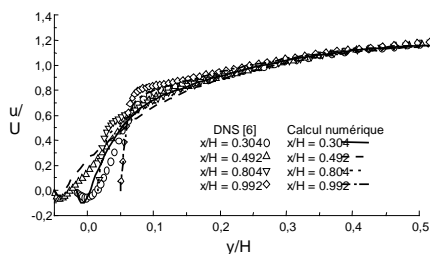


Figure 3 : Comparaison des profils de Vitesses moyennes normales avec ceux

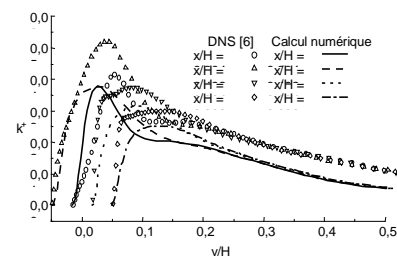


Figure 4: Comparaison des énergies cinétiques turbulentes avec la DNS

Nous présentons sur les figures 5 et 6 le profil logarithmique normalisé de vitesse axiale et de température, calculé au creux et à la crête de la septième ondulation.

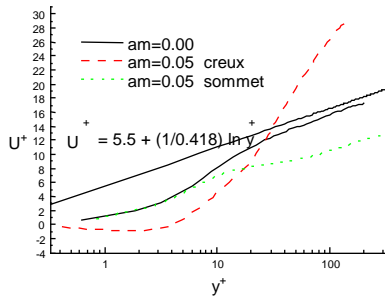


Figure 5 : La vitesse de l'ondulation au creux et au sommet pour $am=0,05$

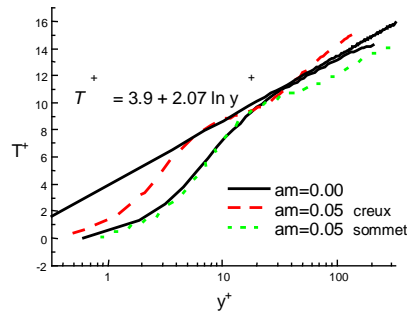


Figure 6 :La température au creux et au sommet de l'ondulation, pour $am=0,05$

La répartition des coefficients de frottement dans le creux d'une ondulation située dans la région la plus développée est représentée sur la figure 7.

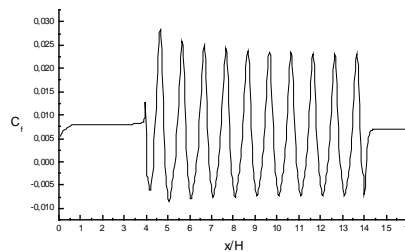


Figure 7 : Coefficient de frottement le long du canal

En comparant les résultats du cas de la plaque plane (pour $am = 0$) avec ceux obtenus dans le cas de la paroi ondulée. On observe qu'il y a une diminution du coefficient de frottement dans le creux de l'ondulation et une augmentation au niveau de la crête. Les points de séparation et de rattachement là où le coefficient de frottement s'annule sont présentés sur la figure 8.

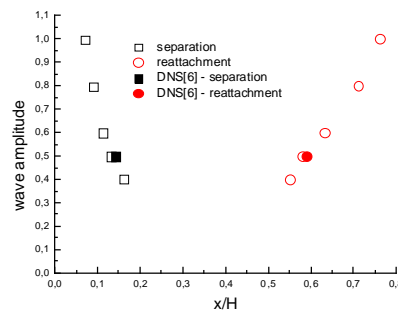


Figure 8: Points de séparation et de rattachement

Les contours de l'intensité de turbulence pour les géométries associées sont présentés sur la figure 9. Pour la représentation des échanges thermique à l'interface on présente sur la figure 10 la variation du nombre de Nusselt local le long d'une ondulation dans la région la plus développée et pour diverses valeurs de l'amplitude de l'ondulation est présentée. On remarque les grandes valeurs du transfert de chaleur au niveau de la crête. Le coefficient de transfert de chaleur correspondant est lié cependant à l'amplitude de l'ondulation.

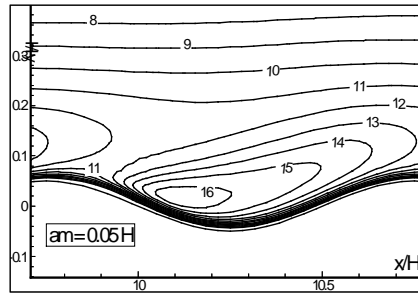


Figure 9 : Intensité de turbulence en %
une amplitude $am = 0,05H$

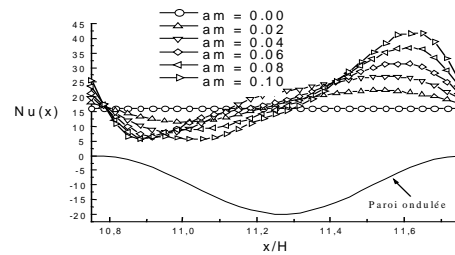


Figure 10 : Variation de Nusselt pour pour les différentes amplitudes

4. CONCLUSION

Les résultats sont identiques à ceux obtenus par [5]. Le modèle bicouche utilisé s'avère intéressant, car il permet d'obtenir des informations importantes sur la plupart des propriétés physiques d'un tel écoulement. La comparaison des résultats d'une paroi ondulée avec ceux d'un canal droit indique que le nombre de Nusselt augmente avec l'amplitude de l'onde. Cependant, cette intensification du transfert thermique est accompagnée d'une diminution importante du coefficient de frottement.

Nomenclature

X_i	système général de coordonnée non-orthogonale	Pr_t	nombre de Prandtl turbulent
J	Jacobien de la transformation	S_{ij}	tenseur de déformation
ϕ	variable moyenne temporelle	ν_t	viscosité turbulente
C_i	terme de convection	C_μ	constante
D_i^ϕ	terme de diffusion	ε	taux de dissipation de k

Références

- [1] Vijay K. G. and Maji P. K., Laminar flow and heat transfer in a periodically converging diverging channel. *Int. J. for Num. Method in Fluids*, Vol. 8, pp. 579-597, 1988.
- [2] Patel V. C., Tyndall Chon J. and Yoon J. Y., Turbulent flow in a channel with a wavy wall. *J. of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp. 579-586, 1991.
- [3] Wang G. and Vanka S. P., Convective heat transfer in periodic wavy passages. *Int. J. H. M. T.*, Vol. 38, N°.17, pp. 3219-3230, 1995.
- [4] Mass C. and Schumann U., Direct numerical simulation of separated turbulent flow over a wavy boundary, in 'flow simulation with high performance computers'. ed. Hirschel, E. H., *Notes on Numerical Fluid Mechanics*, 52, pp. 227-241, 1996.
- [5] Rodi W., Mansour N. N. and Michelassi V., One equation near-wall turbulence modelling with the aide of direct simulation data. *J. Fl. Engineering*, 115, pp. 196-205, 1993.
- [6] Azzi A., and Lakehal D., Perspectives in modelling film-cooling of turbine blades by transcending Conventional two-equation turbulence models. *ASME, J. of Turbomachinery*, Vol. 124, pp. 472-484, 2002.
- [7] Jones W. P. & Launder B. E., Prediction of relaminarisation with a two-equation turbulence model. *Int. J. H. M. T.*, 15, pp. 310-314, 1972.
- [8] Moin, P., Kim, J., 'Numerical investigation of turbulent channel flow. *J. Fluid. Mech.* 118, 341-377, 1982.
- [9] Rhie C. M. and Chow W. L., 'A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation', *AIAA-J.*, 21, pp. 1225-1532, 1983.