

Etude numérique de la convection naturelle turbulente dans un thermosiphon, validation du code FDS et étude paramétrique.

Yamina HARNANE^{1,3}, Didier SAURY²

¹Université Larbi-ben-M'hidi, Faculté des Sciences et Sciences appliquées,
Département de Génie Mécanique, Oum-El-Bouaghi, Algérie

²Institut Pprime. UPR 3346 CNRS, Université de Poitiers, ENSMA Futuroscope, France

³Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université de Biskra- Algérie

* (auteur correspondant : harnane_y@yahoo.fr)

Résumé - Nous présentons dans cette étude une simulation numérique de la convection naturelle turbulente dans un espace semi-confiné muni d'un barreau chauffant, source de chaleur, utilisant le code **FDS** (Fire Dynamic Simulator). L'objectif de cette étude est la validation dynamique et thermique du code CFD pour des valeurs de Rayleigh $10^9 \leq Ra_H \leq 2,5 \times 10^9$ et l'analyse de l'effet de quelques paramètres sur le transfert de chaleur autour du barreau. L'approche LES utilisant le modèle de Smagorinsky est utilisé pour la modélisation numérique de la convection naturelle turbulente.

Nomenclature

A	rapport de forme = (H/d)	U, W	Composantes de la vitesse adimensionnée
d	largeur, m	$(=u/V_{réf}; =w/V_{réf})$	
H	hauteur, m	Ra_H	Nombre de Rayleigh basé sur H , =
h	enthalpie spécifique, $J.kg^{-1}$	$\frac{g\beta(T_b-T_0)H^3}{\alpha\nu}$	
\mathcal{H}	pression hydrodynamique, $m^2.s^{-2}$	Nu	nombre de Nusselt local, $Nu = -\left(\frac{\partial T^*}{\partial n}\right)$
ΔT	différence de température, $\Delta T=T_b-T_0$	<i>Symboles grecs</i>	
T^*	température adimensionnée, $=(T-T_0)/\Delta T$	ρ	masse volumique, kg/m^3
$V_{réf}$	vitesse de référence, $=\frac{\alpha}{L_b}\sqrt{Ra_{L_b}}$	<i>Indices et exposants</i>	
\vec{f}_b	force externe (excluant la gravité), $N.m^{-3}$	b	barreau
\bar{S}_{ij}	taux de contrainte moyenne, $=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)$	0	ambient
		$*$	adimensionnelle

1. Introduction

Le cas d'un canal à plaques parallèles verticales est une configuration académique très représentative de nombreux systèmes thermiques (cheminée, capteur solaire plan, collecteurs solaires, ventilation des bâtiments ...) [1]. L'écoulement généré dépend des nombres de Rayleigh, Prandtl, du rapport de forme $\left(\frac{\text{hauteur}}{\text{espacement}}\right)$ et des conditions aux limites. Les écoulements de convection naturelle laminaire dans les thermosiphons sont désormais clairement caractérisés par de nombreuses études théoriques et expérimentales [2], [3], parmi ces études, celle de Webb et Hill [4] qui a été utilisée pour comparer de nombreux résultats numériques car elle est relativement bien documentée. Les écoulements dans les canaux verticaux deviennent turbulents à $Ra_d \geq 10^5$ [5]. Ayinde et al. [6] ont présenté des mesures de la vitesse dans un canal vertical chauffé symétriquement de l'écoulement de la convection naturelle turbulente utilisant la vélocimétrie par imagerie des particules (PIV). Les résultats indiquent que le nombre de Rayleigh et le rapport de forme influent sur le profil de vitesse moyenne. L'anémomètre Laser à effet Doppler (LDA) a été utilisé dans les expériences de

Habib et al. [7] et Yilmaz et Fraser [8] pour mesurer les profils de vitesse le long du canal. La présence d'un obstacle semble un facteur essentiel de la modification de l'écoulement dans ce type de géométrie. En effet plusieurs auteurs ont étudié l'effet d'un ou plusieurs blocs chauffés sur les caractéristiques de l'écoulement [9], [10], [11], [12].

L'intérêt de cette étude est double. Dans un premier temps, nous voulons élargir la gamme de validité du code CFD. Nous avons présentés les résultats de la validation pour les nombres de Rayleigh égal à 10^9 et $2,5 \times 10^9$. Dans un second temps, nous souhaitons toujours nous rapprocher des conditions réelles de l'écoulement de la convection naturelle dans les thermosiphons. Une étude paramétrique nous a permis d'atteindre des valeurs de Rayleigh plus élevées. Afin d'atteindre ces objectifs, une approche numérique des écoulements par la Simulation des Grandes Echelles est utilisée. Le type de modèle de turbulence est une approche de Smagorinsky avec maillage régulier suivant x et suivant z.

2. Modèle mathématique et équations gouvernantes

En 1978 Rehm et Baum [13] ont développé une forme approximative des équations gouvernantes appropriée aux applications à faible nombre de Mach. Nous avons pris en main ce code libre pour les calculs dynamiques et thermiques de l'écoulement turbulent dans le canal vertical en présence d'un barreau générateur de chaleur. Le modèle mathématique est représenté sur la figure 1.

2.1. Equations gouvernantes

Les équations de base résolues par le code FDS sont les suivantes :

Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} = 0 \quad (1)$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \vec{\nabla}) \vec{u} \right) + \vec{\nabla} p = \rho \vec{g} + \vec{f}_b + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (2)$$

Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \vec{\nabla} \cdot \rho h \vec{u} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla} \cdot k \vec{\nabla} T + \varepsilon \quad (3)$$

Equation des gaz parfaits

$$p = \rho RT \quad (4)$$

En suivant les travaux de [14, 15,16], les équations de continuité, de la divergence de la vitesse et la loi des gaz parfaits pour les écoulements de convection naturelle turbulente sont résolues en utilisant l'approximation des différences finies. La clé de l'approche appliquée à la dérivation de l'équation est que la pression dans le code est décomposée en un terme prépondérant de pression ambiante supposée uniforme, une pression hydrostatique et un terme de perturbation de pression induite par l'écoulement

$$p(x_j, t) = p_0(t) - \rho_\infty g z + p_p(x_j, t) \quad (5)$$

Le modèle de Smagorinsky avec la constante $C_s = 0,2$ est utilisé. Dans ce modèle, la viscosité est déterminée comme :

$$\mu_{LES} = \max(\mu, \rho (C_s \Delta)^2 |\bar{S}|) \quad (6)$$

$$|\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad (7)$$

Pour la plupart des applications à grandes échelles ou les couches limites ne sont pas résolues de façon assez fine, ce modèle donne des résultats assez satisfaisants. L'algorithme numérique utilisé dans ce code est un schéma explicite prédicteur-correcteur du second ordre précis dans l'espace et dans le temps utilisant le solveur direct de Poisson. Par conséquent, les équations gouvernantes sont résolues en utilisant ce schéma.

Une condition sur le nombre CFL est nécessaire pour la convergence du code FDS :

$$CFL = \delta t \max \left(\frac{|u|}{\delta x}, \frac{|w|}{\delta z} \right) \leq 1 \quad (8)$$

Les conditions aux limites associées aux équations régissantes sont les suivantes :

Condition d'adhérence aux parois : $U = 0$ et $W = 0$;

Un seul type de condition à l'entrée et à la sortie du canal est utilisé dans le code FDS, c'est la condition de Dirichlet référencée « OPEN » :

à l'entrée du canal : $0 \leq X^* \leq 1$ et $Z^* = 0$, $\mathcal{H}^* = 0$ alors $P^*(X^*, 0) = -\frac{1}{2}\rho^*|W|^2$

à la sortie du canal : $0 \leq X^* \leq 1$ et $Z^* = A$, $\mathcal{H}^* = \frac{1}{2}\rho^*|W|^2$ alors $P^*(X^*, A) = 0$

Les conditions thermiques sont : $T^* = 1$ sur les parois du barreau et $T^*(X^*, Z^*) = T_{paroi}^*$ pour $X^* = 0$ et $X^* = 1 \forall 0 \leq Z^* \leq A$.

3. Etude de cas par simulation numérique LES

3.1. Effet du maillage

Afin de confirmer l'effet négligeable du maillage, on a mené une série de calcul en augmentant la densité de la maille de 100 à 420 dans la direction x et de 360 à 510 dans la direction z. Les résultats obtenus montrent une différence moins de 5%. Nous avons retenu pour nos simulations un maillage de 210×450 (régulier en x et en z). Figure 2.

3.2. Validation du champ thermique

Nous avons contribué à l'étude de l'exercice numérique sur le benchmark AMETH ; nous avons utilisé les résultats issus de la contribution des différentes équipes pour la validation du champ thermique. Les résultats dans la figure 3 présentent les histogrammes des nombres de Nusselt et de la température de mélange du benchmark, [17]. L'exercice numérique a été réalisé par différents laboratoires pour étudier la sensibilité de la convection naturelle se produisant dans un canal vertical asymétriquement chauffé à quatre jeux de conditions aux limites pour $Ra = 5 \times 10^5$ et $A = 10$. Le bon accord entre les participants est confirmé lorsque l'on regarde les valeurs locales de $Nu(z)$ où l'écart ne dépasse pas 1,7%. La deuxième caractéristique qui valide la prédiction de transfert de chaleur est la variation de la température de mélange $\theta_b(z)$ qui est en très bon accord. La thermique de l'écoulement est correctement prédite par la simulation [17]. Qu'en est-il de la dynamique ?

3.3. Validation du champ dynamique

Les calculs effectués portent sur un canal vertical de rapport de forme $A = \frac{H}{d} = 5$, de dimensions ($H=0,6$ m ; $d=0,12$ m et $l=0,3$ m), muni d'un barreau chauffant que l'on maintient à une température T_b , placé horizontalement à 12 cm du bas de la cheminée et 2 cm de la paroi gauche. Deux écarts de température ont été mesurés $\Delta T = 45,6^\circ\text{C}$ et $\Delta T = 113,7^\circ\text{C}$. Dans ces conditions, les nombres de Rayleigh basés sur la hauteur sont $Ra_H = 10^9$ et $Ra_H = 2,5 \times 10^9$. Afin de nous rapprocher des conditions réelles, nous avons utilisé la simulation par LES du

code FDS [18] avec les conditions aux limites thermiques et dynamiques de l'expérimentation. L'expertise de la figure 4 concernant les composantes vitesses verticale et horizontale pour différentes hauteurs et à deux valeurs du nombre de Rayleigh étudiés, indique que la dynamique de l'écoulement moyen est bien reproduite par la simulation. Par contre on remarque une surestimation des profils de la composante moyenne horizontale numérique par rapport à celle expérimentale sauf pour $Z^* = 2$ zone de la formation du panache. Ces écarts peuvent être expliqués par les effets des pertes de charge à l'entrée du canal et des simplifications introduites dans l'étude numérique. La convection naturelle est très sensible aux perturbations qui affectent directement l'écoulement et le transfert de chaleur associé. Par conséquent, ces écarts qui ne dépassent pas 12% ne sont pas si mauvais. Ainsi, le code FDS semble être approprié pour analyser numériquement la structure de l'écoulement de la convection naturelle turbulente dans un espace semi-confiné.

4. Etude paramétrique

Le processus de refroidissement est d'un intérêt essentiel et primordial, par conséquent le but principal de cette étude paramétrique est l'optimisation de l'endroit du barreau chauffant dans le canal pour avoir un transfert de chaleur élevé du barreau vers le fluide et par conséquent un Nusselt local maximal.

4.1. Effet de la position verticale du barreau dans le canal

La figure 5 représente le nombre de Nusselt local pour trois positions du barreau. La position en bas à 0,12 m de l'entrée du canal, qui est le cas d'étude, la position au centre du canal et enfin la position en haut à 0,12 m de la sortie du canal. Les nombres de Nusselt locaux le long des différentes faces du barreau présentent des profils similaires quelles que soient la position verticale. On observe une augmentation sur la partie droite de la face supérieure surtout lorsque le barreau est positionné en haut du canal. Cela est dû principalement à la disparition de la zone de recirculation ce qui entraîne l'augmentation sensible du nombre de Nusselt local dans cette région. Sur les faces droite et gauche du barreau, aucune influence significative du positionnement n'a été remarquée.

4.2. Effet de la position transversale du barreau dans le canal

Un autre paramètre qui peut influencer le refroidissement du barreau est sa position transversale dans le canal. On a choisi six positions du barreau en commençant par la position collée à la paroi en allant vers le centre du canal. En effet les profils du Nusselt local de la surface supérieure montrent la formation de deux zones de recirculation qui ralentissent le transfert de chaleur, figure 6. Dans la première position une forte zone de recirculation s'est concentrée sur la partie gauche de la surface supérieure par rapport à sa partie droite, cela a provoqué une intensification du nombre de Nusselt sur la partie droite de cette surface. Au fur et à mesure qu'on déplace le barreau vers la droite, les deux zones de recirculation deviennent symétriques et le transfert de chaleur augmente. Le Nusselt moyen maximal est obtenue lorsque le barreau est positionné à 2 cm de la paroi gauche $\langle Nu \rangle = 5,04$. Sur la surface inférieure, à part la première position (collée à la paroi) le transfert de chaleur est similaire sur toute la surface.

4.3. Effet de l'augmentation du nombre de Rayleigh

En augmentant la différence de température entre le barreau et l'ambiance le nombre de Rayleigh augmente cela provoque l'augmentation de la vitesse verticale dans le canal et par conséquent l'augmentation du débit massique (Tableau 1) ce qui favorise le transfert de chaleur. La figure 7 résume l'effet de Rayleigh sur le transfert de chaleur représenté par le

nombre de Nusselt local autour du barreau. Sur la face inférieure du barreau le transfert de chaleur augmente au fur et à mesure que la différence de température augmente qui provoque l'accélération du fluide froid entrant. Par contre sur sa face supérieure, malgré la disparition des zones de recirculation avec l'augmentation de Rayleigh on remarque qu'après une certaine valeur $\Delta T = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ le nombre de Nusselt diminue considérablement. On peut conclure qu'au-delà de cette différence de température, la condition d'écoulement libre à l'entrée devient insuffisante pour le refroidissement, ce qui nécessite de revoir cette condition.

ΔT [$^\circ\text{C}$]	Ra_H	u_{max} [m/s]	w_{max} [m/s]
132,9	3×10^9	0,1100	0,4165
182,9	4×10^9	0,1147	0,4775
222,9	5×10^9	0,1183	0,5468
262,9	$5,83 \times 10^9$	0,1270	0,5632
282,9	$6,27 \times 10^9$	0,1340	0,5825
302,9	$6,71 \times 10^9$	0,1700	0,6577

Tableau 1 : Effet de l'augmentation de Rayleigh sur les vitesses.

5. Conclusion

La convection naturelle turbulente a été étudiée numériquement dans un canal vertical muni d'un barreau chauffant de rapport de forme égal 5 et à Rayleigh égal à 10^9 et $2,5 \times 10^9$.

Les résultats montrent que le code FDS utilisant la simulation des grandes échelles avec le modèle de Smagorinsky, peut reproduire qualitativement la structure du champ d'écoulement et quantitativement les vitesses moyennes. Donc l'accord entre les valeurs moyennes mesurées et calculées des vitesses prévoit l'utilisation de la technique des Simulations des Grandes Echelles et par conséquent l'adoption du code CFD (FDS). L'effet de quelques paramètres sur le Nusselt local a été mené afin de prévoir l'emplacement optimal du barreau. En se basant sur cette étude soit numérique ou expérimentale, la position du barreau en haut du canal et à quelques centimètres de la paroi est la plus favorable pour un bon refroidissement.

Références

- [1] F.P. Incropera, Convection heat transfer in electronic equipment cooling, *J. Heat Transfer*, Vol. 110 (1988) 1097-1111.
- [2] W. ELENBAAS, Heat dissipation of parallel plates by free convection, *Physica* 9, N°1 (1942) 1-23.
- [3] Wirtz, R. A., Stutzman, R. J. Experiments on free convection between vertical plates with symmetric heating. *ASME J. Heat Transfer* 104 (1982) 501-507.
- [4] B.W. WEBB, D.P. HILL, High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrical heated vertical, *ASME J Heat Transfer*, Vol. 111 (1989) 649-656.
- [5] Boudjemadi, R., Maupu, V., Laurence, D., Le Quéré, P. Budgets of turbulent stresses and fluxes in a vertical slot natural convection flow at Rayleigh $Ra=10^5$ and $5.4 \cdot 10^5$. *Int. J. Heat Fluid Flow* 18 (1997) 70-79.
- [6] Ayinde, T. F., Said, S. A. M., Habib, M. A. Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a channel. *Heat Mass Transfer* 42 (2006) 169-177.
- [7] Habib, M. A., Said, S. A. M., Ahmed, S. A., Asghar, A. Velocity characteristics of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26 (2002) 77-87.

- [8] Yilmaz, T., Fraser, S. M. Turbulent natural convection in a vertical parallel-plate channel with asymmetric heating. *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 2612–2623.
- [9] Sparrow, E. M., Vemuri, S. B., Kadle, D. S. Enhanced and local heat transfer, pressure drop, and flow visualization for arrays of block-like electronic components. *Int. J. Heat Mass Transfer* 26 (1983) 689–699.
- [10] Habchi, S., Acharya, S. Laminar mixed convection in a partially blocked, vertical channel. *Int. J. Heat Mass Transfer* 29 (1986) 1722–1722.
- [11] Desrayaud, G., Fichera, A. Laminar natural convection in a vertical isothermal channel with symmetric surface-mounted rectangular ribs. *Int. J. Heat Fluid Flow* 23 (2002) 519–529.
- [12] Wu, H. –W., Perng, S. –W. Turbulent flow and heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a channel. *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow* 15 (2005) 205–225.
- [13] Rehm, H. R., Baum, H. R. The Equations of Motion for Thermally Driven Buoyant Flows, J. Research of the National Bureau of Standards NBS 83, N°3 (1978) 297–308.
- [14] McGrattan, K. B., Baum, H. R., Rehm, R. G., Hamins, A., Forney, G. P. Fire Dynamics Simulator - Technical References Guide, Report NISTIR6467, Natl. Inst. Stand. Technol. (2000).
- [15] McGrattan, K. B., Hostikka, S., Floyd, J., Baum, H. R., Rehm, R. G., Mell, W., McDermott, R. Fire Dynamics Simulator- Technical References Guide, Version 5, Report NIST Special Publication 1018-5, Natl. Inst. Stand. Technol. (2010).
- [16] Xin, Y., Gore, J. P., McGrattan, K. B., Rehm, R. G., Baum, H. R. Fire dynamics simulation of a turbulent buoyant flame using a mixture-fraction-based combustion model, *Combust. Flame* 141 (2005) 329–335.
- [17] Desrayaud, G., Chénier, E., Joulin, A., Bastide, A., Brangeon, B., Caltagirone, J.P., Cherif, Y., Eymard, R., Garnier, C., Giroux-Julien, S., Harnane, Y., Joubert, P., Laaroussi, N., Lassue, S., Le Quéré, P., Li, R., Saury, D., Sergent, A., Xin, S., Zoubir, A., 2013, “Benchmark solutions for natural convection flows in vertical channels submitted to different open boundary conditions,” *Int. J. Thermal. Sci*, 72, pp. 18-33.
- [18] Y.Harnane, D.Saury, R.Bessaih, D.Lemonier, C.Bougriou, Experimental and numerical investigation of turbulent natural flow in a vertical channel with a heated obstacle. *J Heat Transfer*, Vol. 136 (October 2014) 1-15.

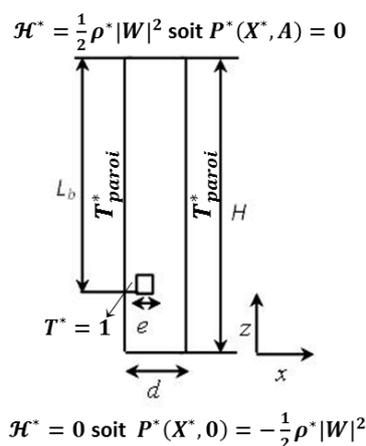


Figure 1 : *Modèle du domaine de calcul avec conditions aux limites*

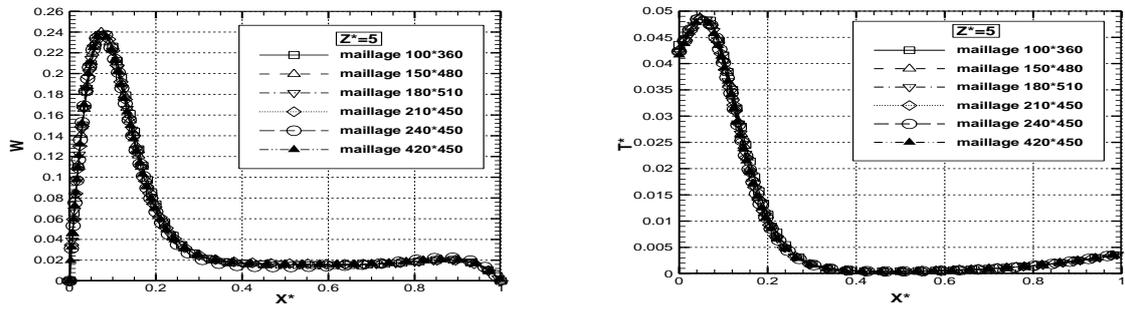
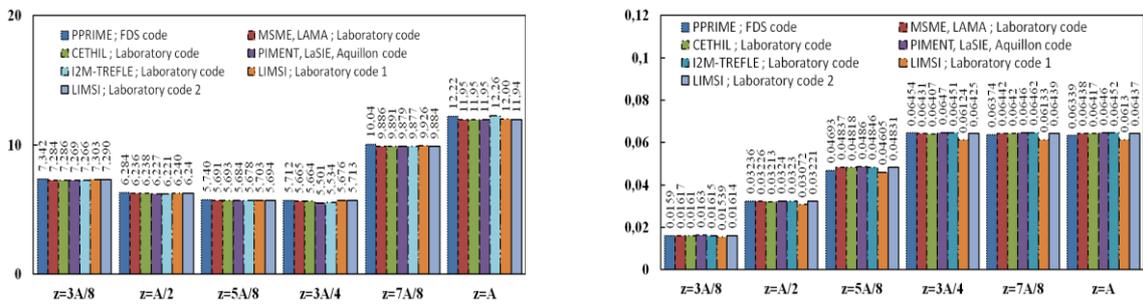


Figure 2 : Effet du maillage sur la distribution de la vitesse verticale et la température adimensionnées à $Z^*=5$



Nombre de Nusselt sur la surface chauffée du canal

Température de mélange

Figure 3 : Histogramme des résultats numériques obtenus par différentes équipes [17]

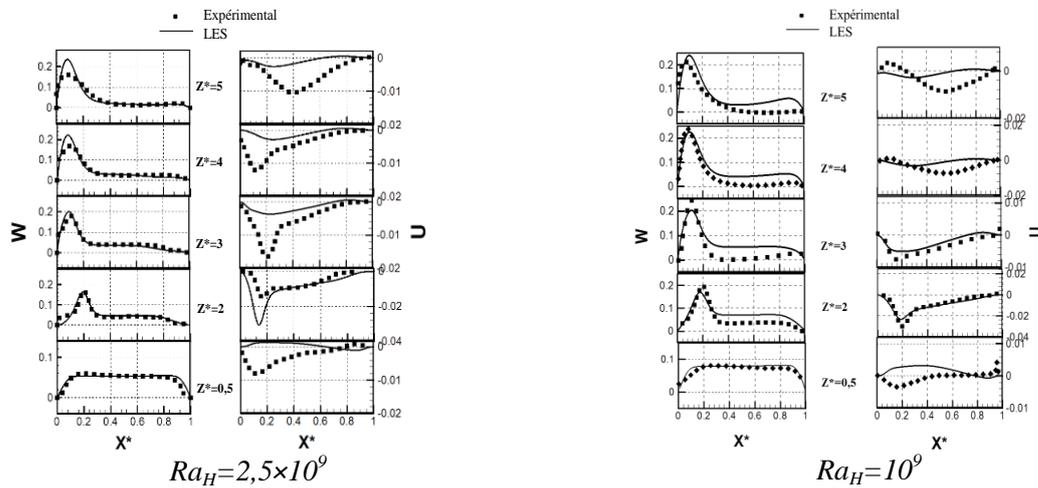
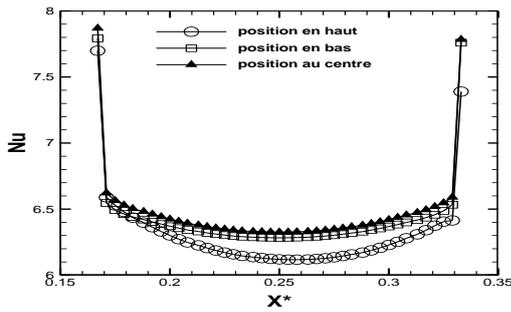
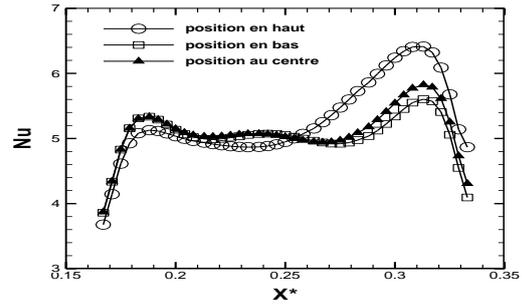


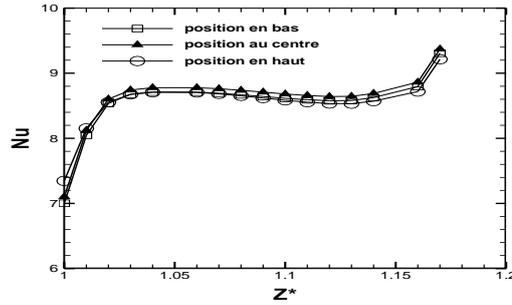
Figure 4 : Comparaison des profils de vitesse verticale et horizontale moyennes expérimentaux et numériques à différentes hauteurs



Face inférieure du barreau

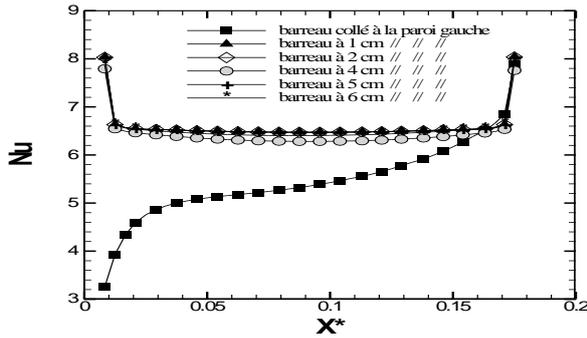


Face supérieure du barreau

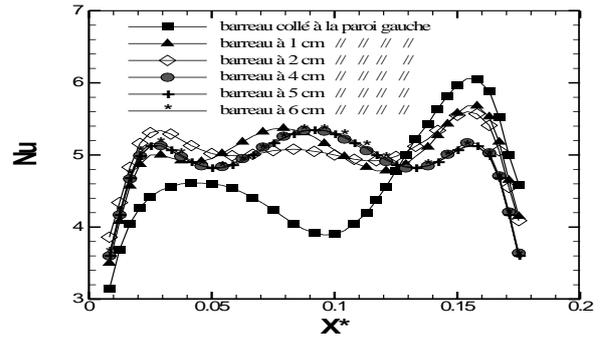


Face gauche (droite)

Figure 5 : Effet du positionnement du barreau le long du canal sur le nombre de Nusselt local : $Ra_H = 2,5 \times 10^9$

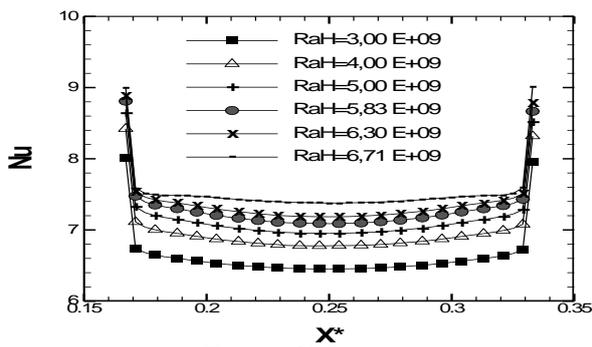


Face inférieure

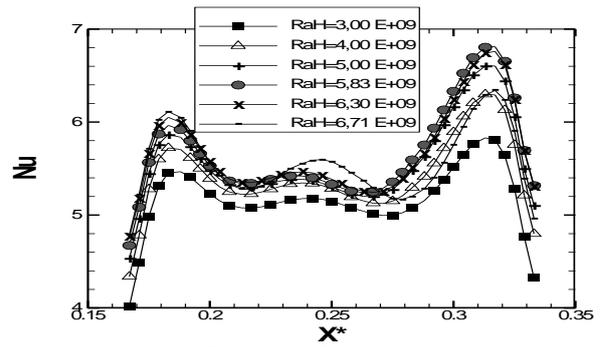


Face supérieure

Figure 6 : Effet de la position transversale du barreau dans le canal sur le nombre de Nusselt, $A=4$ et $Ra_H = 2,5 \times 10^9$



Face inférieure



Face supérieure

Figure 7 : Effet de l'augmentation du nombre de Rayleigh sur le Nusselt local, $A=4$