



Dans ce contexte, une étude expérimentale présentée par **Elenbaas[1]** montre deux régimes dynamiques pour l'écoulement dans un canal vertical. Une couche limite est observée près de la paroi chauffée et le fluide entre par le bas du canal et par le haut via un écoulement de retour le long de la paroi non chauffée. Une étude plus récente de **Polidori et al[2]**, dans un canal plan vertical asymétriquement chauffé, a permis d'observer simultanément l'apparition de la couche limite dynamique et l'écoulement de retour provenant du haut du canal. Le transfert de chaleur dans un canal incliné a reçu également une grande attention ces dernières années. La première expérience a été réalisée par **Rich [3]** où les taux de transfert de chaleur moyens, le long de la plaque chauffée à différents angles allant jusqu'à  $40^\circ$ , ont été mesurés. Les données expérimentales indiquent que le transfert de chaleur diminue lorsque la plaque chauffante est déplacée à partir de sa position verticale. **Onur et al. [4-5]** ont fourni des données expérimentales concernant l'effet de l'angle d'inclinaison et de la largeur sur le développement du transfert de chaleur entre les plaques parallèles inclinées. Les mesures ont été effectuées pour différentes températures de l'air et de la plaque et les résultats montrent l'influence de l'inclinaison et de l'épaisseur du canal sur le coefficient du transfert convectif. **Said et al, [6]** ont étudié numériquement la convection thermique naturelle en régime turbulent dans un canal formé de deux plaques planes isothermes et inclinées. Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt diminue quand le nombre de Rayleigh augmente. Enfin, dans notre travail, nous nous sommes intéressés à déterminer l'influence de l'inclinaison du canal de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement.

## 2. FORMULATION DU PROBLÈME

Le canal est constitué de deux murs plans parallèles verticaux espacés d'une distance égale à  $(b)$ . Le premier mur est composé d'une partie centrale chauffée de hauteur  $A=188\text{mm}$  et de deux extensions adiabatiques, de hauteurs  $A/2$  respectivement, situées en sortie et en entrée du canal. Le deuxième mur est une paroi adiabatique.

Pour une meilleure maîtrise des conditions d'écoulement à l'entrée, un quart de cylindre ( $R=36\text{mm}$ ) a été ajouté au bas des deux parois (voir figure 1). Le système de chauffage du canal est constitué d'un tissu chauffant ( $20*30\text{cm}^2$ ) et recouvert par une plaque d'aluminium de  $3\text{mm}$  d'épaisseur, ce qui permet d'avoir une densité de flux de chaleur uniforme et réglable. La face arrière de la paroi chauffée est rendue adiabatique, en ajoutant une couche de  $140\text{mm}$  d'épaisseur en polystyrène, afin de minimiser la perte de chaleur et d'empêcher l'apparition de la convection dans l'environnement extérieur. Pour les simulations numériques, le canal vertical est immergé dans un réservoir rempli d'eau, permettant de s'affranchir du rayonnement thermique et des conditions aux limites de pression qui rendent l'étude compliquée dans le cas de la convection naturelle dont le domaine d'étude est limité au canal seul.

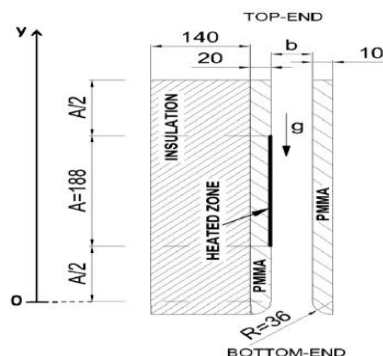


FIGURE 1.Géométrie du canal

Pour simplifier le modèle qui décrit la convection naturelle dans le canal plan, nous avons imposé certaines hypothèses simplificatrices. Dans cette étude, nous avons supposé que l'écoulement est laminaire en régime établi bidimensionnel. Le fluide est supposé newtonien, incompressible et les propriétés physiques du fluide ne dépendent que de la température.

La convection naturelle est régie par l'équation de continuité(1), l'équation de quantité de mouvement(2) et (3) et l'équation de conservation de l'énergie (4).

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial y} \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial y} + \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \mu}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial \mu}{\partial y} \quad (3)$$

$$\rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Les simulations ont été menées pour un nombre de Rayleigh modifié ( $Ra^*$ ) égal à  $4,5.10^6$ . Le nombre de Rayleigh modifié est basé sur la densité de flux et l'épaisseur du canal ( $b$ ) et tient compte également du rapport d'aspect de la partie chauffée ( $A/b$ ) à travers l'équation (5)

$$Ra^* = \frac{g \beta q'' b^4}{k \nu^2} \frac{b}{A} Pr \quad (5)$$

Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur l'intégration spatiale des équations de transport par rapport aux volumes élémentaires de contrôle. Les simulations numériques sont réalisées avec le logiciel commercial ANSYS Fluent CFD.

Dans la configuration de solveur, nous utilisons le solveur "pressure-based" qui résout les équations de transport de manière séquentielle. Toutefois, le couplage entre la vitesse et la pression est réalisé avec l'algorithme "coupledscheme" qui permet de résoudre simultanément les équations de continuité et de quantité de mouvement donnant un avantage pour le traitement des écoulements avec une forte interdépendance entre champs thermique et dynamique. Le critère de convergence adopté est défini lorsque les résidus des quantités physiques deviennent inférieurs à  $10^{-6}$ .

### 3. RESULTATS

Dans cette étude, nous présentons les résultats obtenus pour un nombre de Rayleigh modifié  $Ra^* = 4,5.10^6$  traduisant un écoulement en régime laminaire, avec un flux surfacique de  $510 \text{ W.m}^{-2}$  appliqué par le tissu chauffant. Nous cherchons à déterminer l'effet de l'inclinaison du canal plan chauffé asymétriquement sur le comportement du fluide et le transfert de chaleur pour un écoulement de convection naturelle. Les inclinaisons considérées sont :  $\alpha = 0^\circ, 30^\circ, 70^\circ$  et  $90^\circ$ .

En régime établi, après 30 minutes de chauffage et dans l'ensemble des cas étudiés, nous observons un écoulement ascendant de type couche limite qui se développe le long de la paroi chauffée provenant de l'entrée du canal alimenté en fluide froid. On constate, également, une entrée de fluide froid provenant du haut du canal du côté de la paroi non chauffée. La comparaison des résultats relatifs aux angles choisis montre que l'angle d'inclinaison joue un rôle sur la profondeur de la zone de recirculation. En effet, l'augmentation de l'inclinaison du canal par rapport à la position verticale (cas 0°) provoque une diminution de l'écoulement de retour et ceci jusqu'à une inclinaison de 70°. Par contre, lorsque l'inclinaison du canal tend vers la position horizontale (cas 90°), on observe des entrées de fluide froid provenant du haut et du bas du canal formant une zone de recirculation symétrique (voir figure 3). La figure 4 montre que l'effet de l'inclinaison sur le champ de température, dans un canal plan chauffé asymétriquement, pour un angle variant de 0° jusqu'à 30°, n'a aucune influence sur la couche limite thermique. Cependant, l'inclinaison de 70° engendre une légère augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique. Enfin, cette augmentation de l'épaisseur devient importante et occupe toute la paroi chauffée du canal pour un angle d'inclinaison égal à 90° (position horizontale).

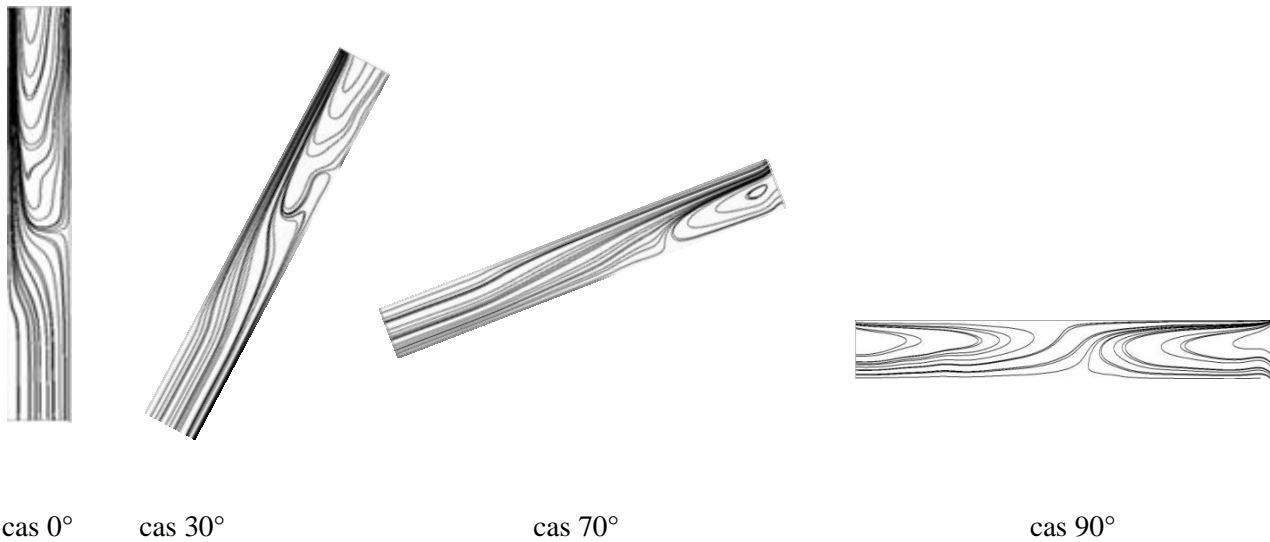
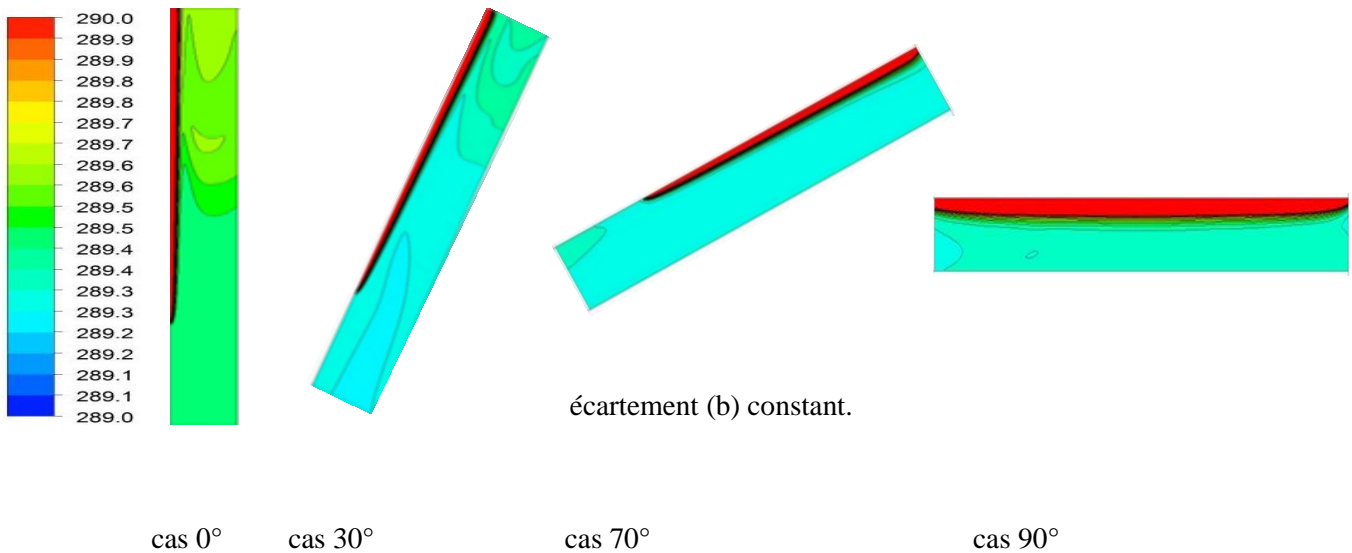


FIGURE 3. Lignes de courants dans le

canal pour  $Ra = 4,5 \cdot 10^6$  et un



écartement (b) constant.

FIGURE 4. Les champs de température dans le canal, pour  $Ra = 4,5 \cdot 10^6$  et un écartement (b) constant.

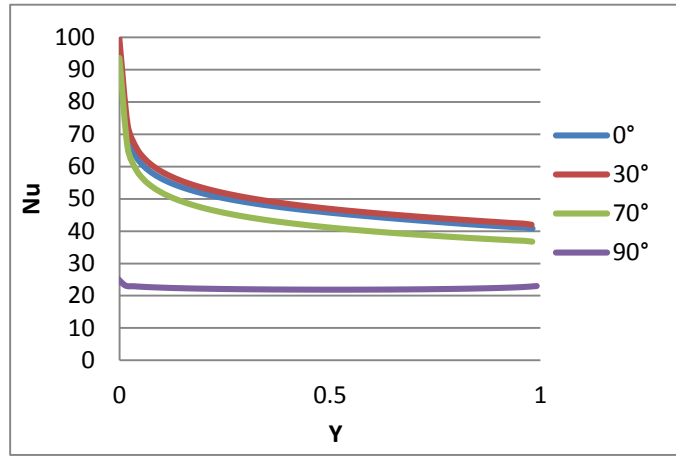


FIGURE 5. Profils du nombre de Nusselt sur la paroi chauffée.

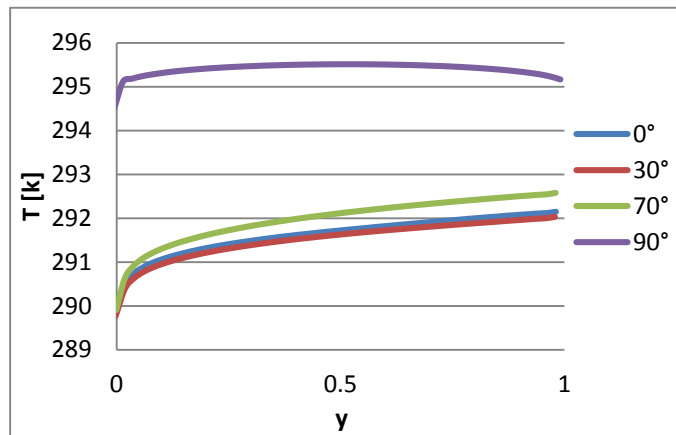


FIGURE 6. Profils de température sur la paroi chauffée.

la figure 5 et 6 représentent respectivement les variations du nombre de Nusselt local et de la température en fonction de l'angle d'inclinaison du canal. On constate que le nombre de Nusselt local diminue lorsque l'inclinaison du canal augmente. Et, pour une inclinaison égale à  $90^\circ$ , la valeur du nombre de Nusselt local est presque constante et relativement basse par rapport aux autres cas étudiés. Par ailleurs, pour la température, on observe que la température sur la paroi chauffée augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison jusqu'à la position horizontale. Ce phénomène est expliqué par le fait que lorsque le canal est incliné d'un angle par rapport à la position verticale, l'évolution de nombre de Nusselt local présente un minimum correspondant au maximum d'intensité des forces d'Archimède. L'expansion thermique de la couche limite est alors affectée par ce procédé ainsi que le transfert de chaleur entre les parois.

#### 4. CONCLUSIONS

Cette étude numérique a porté à la fois sur le transfert de chaleur et la dynamique de l'écoulement résultant de l'inclinaison d'un canal plan chauffé asymétriquement de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  pour un nombre de Rayleigh modifié égal à  $Ra^* = 4,5.10^6$ . Les résultats montrent un écoulement de type couche limite au voisinage de la paroi chauffée et ceci pour toutes les inclinaisons. La zone de recirculation est toujours observée à la sortie du canal pour toutes les inclinaisons considérées. La longueur de recirculation diminue progressivement avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. Sauf pour le dernier cas (position horizontale du canal) où il y a une symétrie de deux zones de recirculation dans l'entrée et la sortie du canal. Il y a une augmentation progressive de température pour les premiers degrés d'inclinaisons du canal qui n'ont aucune influence sur le transfert de chaleur par contre il y a une influence sur le transfert de chaleur pour les grandes valeurs d'inclinaison.

## REFERENCES

- [1] Elenbaas W, Heat dissipation of parallel plates by free convection, *Physica* 9 n°9, pp. 1-23,(1942)
- [2] G. Polidori, S. Fatnassi, R. Ben Maad, S. Fohanno, F. Beaumont. Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated. *International Journal of thermal sciences*, pp, 40-46, (2014).
- [3] Rich, R. B. [1953], An investigation of heat transfer from an inclined flat plate in free convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 11, pp 241-25.
- [4] Onur, N. Sovrioglu, M. and Aktas, M. K. [1997], An experimental study on the natural convection heat transfer between inclined plates ( lower plate isothermally heated and the upper plate thermally isolated as well as unheated), *Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, pp 471-47.
- [5] Onur, N. and Aktas, M. K. [1998], An experimental study on the effect of opposing wall on natural convection along an inclined hot plate facing downward, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, pp 389-397.
- [6] Said S. A. M., Habib M. A., Badr H. M. et Anwar S. (November 2005) Turbulent natural convection between inclined isothermal plates. *Computers and Fluids*, volume 34, n° 9,p. 1025-1039.