



# Étude numérique sur le régime d'écoulement dans un tube récepteur destiné à une tour solaire

A Belaid<sup>\*1</sup>, O. kholai<sup>2</sup>, T. Arrif<sup>1</sup>, A. Gama<sup>1</sup>, R. khelifi<sup>1</sup>,

<sup>1</sup>Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algérie.

<sup>2</sup>Laboratory of transport engineering and environment, Institute of Mechanic, Constantine University, Road of Ain ElBey, Constantine 25001, Algeria

\* b\_fetouh@yahoo.fr

**Résumé**— Le travail proposé étudie numériquement le transfert de chaleur en convection mixte pour un fluide caloporteur à l'intérieur d'un échangeur qui est placé sur un récepteur des mini tours solaire, le fluide caloporteur sera chauffé par un flux de chaleur concentré par l'héliostat. Les équations gouvernantes de ce problème sont l'équation de conservation de la masse, les équations de Navier Stokes et l'équation de conservation d'énergie. La méthode des volumes finis a été utilisée pour la discrétisation des équations gouvernantes et l'algorithme SIMPLE pour traitement couplage pression vitesse et les calculs sont effectués pour différentes valeurs du Gr. Cette étude démontre aussi l'influence de la conductivité thermique K sur le régime d'écoulement (transitoire - turbulences) dans un échangeur thermique.

**Mots clés :** Convection mixte, échangeur thermique, Méthode des volumes finis, Ecoulement laminaire, Ecoulement transitoire

## I. INTRODUCTION

La convection mixte transitoire dans un tube vertical chauffé a reçu beaucoup d'attention dans les applications industrielles et techniques en particulier en ce qui concerne l'utilisation de dispositifs de contrôle automatique pour réguler précisément des systèmes fluides impliquant des échangeurs de chaleur. Dans les plates-formes de centrales thermiques les transitoires résultants de l'instabilité dans le comportement thermique peuvent affecter de manière significative leurs systèmes de contrôle. Ces transitoires peuvent être accidentelles comme dans le cas d'augmentation de l'énergie et de la défaillance de la pompe,... etc. donc il est nécessaire d'obtenir une description précise de la vitesse, et des distributions de température dans toutes les conditions d'exploitation. Mais en dépit des recherches approfondies, il y a encore de nombreux cas, qui ne sont pas bien compris et difficiles à prévoir.

De nombreux chercheurs ont étudié la convection mixte numérique et expérimentale dans un tube vertical, sur le comportement du régime d'écoulement laminaire et turbulent. Mais peu de chercheurs ont étudié les détails qui distinguent le régime transitoire. Parmi les premiers qui ont étudié expérimentalement la transition d'un régime laminaire à un régime turbulent dans un tube vertical sont (G.F.Scheele, TJ Hanaratty [1]; [2]). Après eux c'était (Bernier et Baliga [3]), par l'utilisation d'une technique qui permet la visualisation

directe des phénomènes d'écoulement du fluide, ils ont observé la présence de cellules de recirculation et également des transitions laminaire-turbulent à des faibles valeurs du nombre de Reynolds pour un écoulement pleinement développé dans un thermosiphon en boucle fermée avec condition aux limites de flux de chaleur uniforme. (A. Behzadmehr et al [4]) traite une analyse de la nature des fluctuations de la température et de la vitesse à l'aide de données expérimentales obtenues à  $Re = 1000, 1300$  et  $1600$  sur une large gamme de numéros Grashof. Une analyse complète des signaux est présentée pour montrer les détails qui pourraient caractériser le début de la transition laminaire-turbulent.

Il y a un certain nombre d'auteurs qui ont fait une étude numérique tel que (Wei-Lun yan [5]) afin d'examiner le flux transitoire de la convection mixte dans un tuyau vertical. Tandis que (Fusegi et al [6]) ont étudié l'effet combiné de l'oscillation d'écoulement traversant et la poussée d'Archimède sur les caractéristiques thermiques d'un écoulement laminaire dans un canal rainuré périodiquement. (Mai et El Wakhil, [7]) ont étudié le problème de la hausse des flux de tuyau vertical avec changement progressif de la température d'entrée et de la vitesse. Leurs résultats montrent une dissymétrie du profil de vitesse et de température entre les étapes des changements positifs et négatifs.

D'autres chercheurs ont étudié numériquement la convection mixte conjuguée dans un tube vertical tel que (Omara et Abboudi, [8]; Su et al, [9]) ont trouvé que la conduction de la chaleur dans le mur ainsi que le mur de la capacité thermique ont un rôle important dans le transfert de chaleur conjugué transitoire. Dans (Wang et al [10]) dans une étude de débit entièrement développé dans des tuyaux verticaux ont étudié l'effet de la conduction axiale et identifié le régime d'occurrence de flux inversé pour différents nombres de Prandtl dans le  $Pe-Gr / Re$  coordonnées. Au cours des dernières années, le (M. Boumaza, A. Omara [11]) ont présenté une analyse numérique des effets de la paroi et conduction axiale du fluide, les propriétés physiques et la capacité thermique de la paroi du tuyau pour le passage vers le bas de la convection mixte transitoire dans un conduit circulaire connaît un brusque changement du flux de chaleur appliqué sur la surface extérieure d'une zone centrale.

L'objectif de notre travail repose sur l'étude de l'influence de la conductivité thermique sur le régime d'écoulement



(transitoire - turbulences) dans un échangeur thermique placé sur un récepteur (absorbeur) d'une mini tour solaire.

## II. CONFIGURATION DU PROBLEME

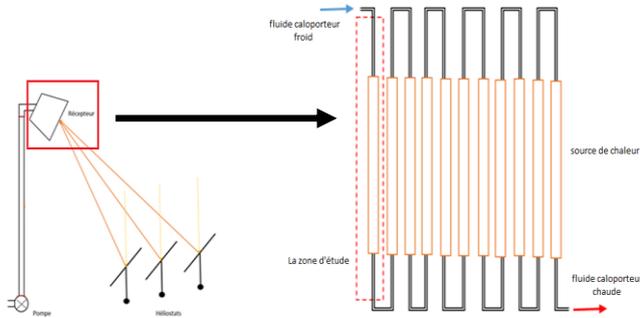


FIG 1 : CONFIGURATION DU PROBLEME CONSIDERE

La figure 1 montre la configuration notre étude, sur laquelle on trouve l'échangeur qui est placé sur le récepteur des mini tours solaire, cet échangeur contient selon le schéma un fluide caloporteurs qui sera chauffée par un flux de chaleur concentré par l'héliostat. Pour simplifier l'étude et pour réduire le temps de calcul on va prendre un seul tube de cet échangeur sur lequel on va faire notre travail (montré sur la figure 2).

Cette étude traite le problème du transfert de la chaleur conjuguée de la convection mixte dans un tube vertical partiellement chauffé et pour un écoulement ascendant du fluide.

## III. FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLEME

Les équations adimensionnelles régissant cet écoulement s'écrivent

$$X = \frac{x}{D}, \quad Y = \frac{y}{D}, \quad \tau = \frac{t}{D/V_0}, \quad U = \frac{u}{V_0}, \quad V = \frac{v}{V_0}, \quad P^* = \frac{p^*}{\rho V_0^2}$$

$$\theta = \frac{T - T_0}{T_w - T_0}; \quad K^* = \frac{K_s}{K_{air}}$$

Equation de conservation de la masse

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

Equation de conservation de la quantité de mouvement :

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

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[ \frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] + \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (3)$$

Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left[ \frac{\partial}{\partial X} \left( K^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( K^* \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \right] \quad (4)$$

Où Gr, Pr et Re sont respectivement les nombres de Grashof, de Prandtl et de Reynolds, ils sont définis par les expressions suivantes :

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_0) D^3}{\nu_0^2}, \quad Pr = \frac{\mu_0 C_p}{k}, \quad Re = \frac{V_0 \cdot D}{\nu_0}$$

### A. Les conditions aux limites

Le système d'équations précédent doit être résolu sous certaines conditions aux limites bien déterminées. Ces conditions correspondent aux caractéristiques du problème de convection mixte dans un tube verticale.

- À  $\tau = 0$ ,  $U = V = 0$ ,  $\theta = 0$ ,
- Pour  $\tau > 0$ , on a les conditions aux limites pour le champ dynamique et le champ thermique illustrées dans la Figure 2.

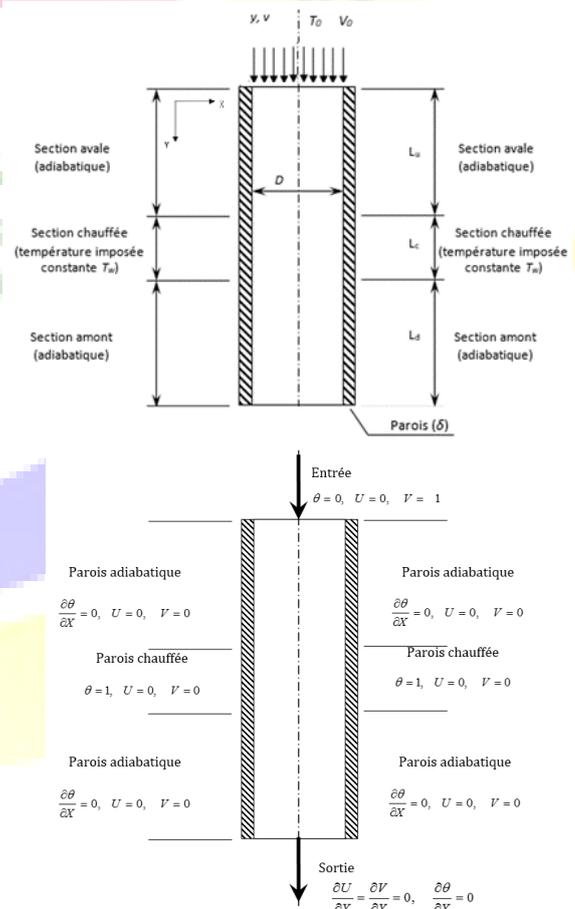


Fig. 2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle du champ de vitesse et du champ de température



#### IV. MÉTHODE NUMÉRIQUE

La procédure numérique utilisée dans ce travail est celle des volumes finis, elle consiste à intégrer les équations différentielles elliptiques du modèle mathématique sur des volumes de contrôle finis pour obtenir les équations algébriques correspondantes. L'algorithme SIMPLE a été choisi pour la correction vitesse-pression dans les équations de Navier Stokes sur un maillage décalé.

Les termes convectifs dans toutes les équations de transport sont évalués en utilisant le schéma d'interpolation (centré). La discrétisation du terme temporel est faite selon un schéma totalement implicite. Les équations résultantes sont résolues par une méthode itérative ligne par ligne utilisant l'algorithme de Thomas. Nous avons utilisé un maillage raffiné de  $72 \times 270$  non uniforme dans les deux directions.

##### ➤ Validation du code de calcul

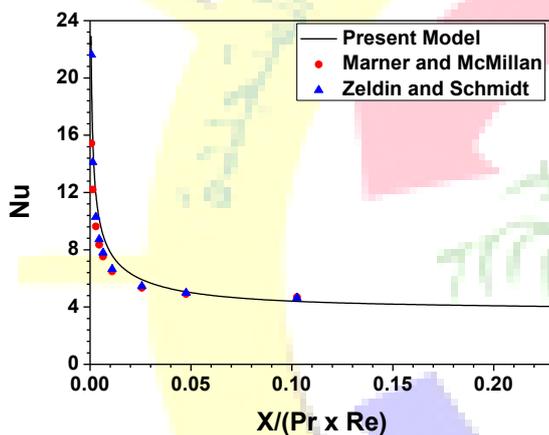


Fig.3. Comparaison du nombre de Nusselt local pour convection mixte

Afin de valider le code de calcul, les résultats sont présentés dans la figure 3 qui compare l'évolution du nombre de Nusselt  $Nu$  local en convection mixte dans un tube vertical dont les parois sont maintenues à une température constante dans le cas de notre étude avec des résultats expérimentaux et numériques obtenus par Zeldin et Schmidt [12], et Marner et McMillan [13]. On peut bien remarquer que l'accord est satisfaisant.

#### V. RÉSULTATS

Les résultats des simulations numériques concernant notre étude sont représentés dans les graphes et les figures qui suivent.

Pour notre étude, l'influence des forces de flottabilité sur la structure globale de l'écoulement est examinée en fixant le nombre de Reynolds à  $Re = 100$ , et en variant le nombre de Grashof dans l'intervalle  $10^4 \leq Gr \leq 10^5$ .

La Figure 4 représente la répartition du champ thermique dans le canal ayant comme épaisseur  $\Delta = 0,1$  et conductivité thermique  $K=50$ , et ceci pour différentes valeurs du nombre de Grashof  $Gr=1.0 \times 10^4$ ,  $Gr=1.50 \times 10^4$ ,  $Gr=2.0 \times 10^4$ ,  $Gr=2.5 \times 10^4$ ,  $Gr=3.0 \times 10^4$ ,  $Gr=3.5 \times 10^4$ . Généralement, on constate que les isothermes sont concentrés près de la partie chauffée indiquant un échange de la chaleur maximal.

Pour les cas où  $Gr$  est entre  $1.0 \times 10^4$  -  $2.5 \times 10^4$  les isothermes sont concentrées autour de chaque partie chauffée où nous obtenons une symétrie par rapport à l'axe de symétrie du canal. Ceci indique qu'il y a une stabilité pour ces deux cas.

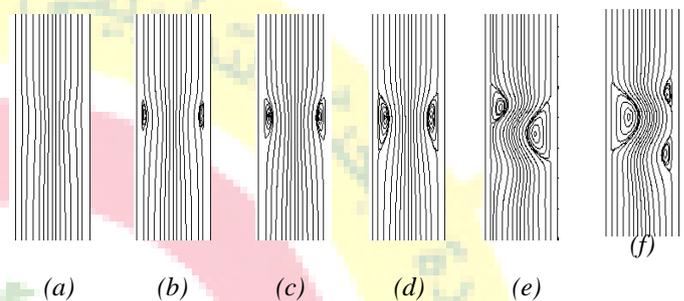


Fig.4. Contours des fonctions du courant  $\psi$  pour le cas de  $\Delta=0.1, Re=100, K=50$  et pour différentes valeurs des  $Gr$  : (a)  $Gr=1.0 \times 10^4$ , (b)  $Gr=1.50 \times 10^4$ , (c)  $Gr=2.0 \times 10^4$ , (d)  $Gr=2.65 \times 10^4$ , (e)  $Gr=3.0 \times 10^4$ , (f)  $Gr=3.5 \times 10^4$ .

A partir de la valeur  $2.5 \times 10^4$  du nombre de Grashof les isothermes sont concentrés autour de chaque partie chauffée avec une légère déformation qui augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof d'une manière à avoir une dissymétrie par rapport à l'axe  $y$ , ce qui indique l'existence d'une instabilité.

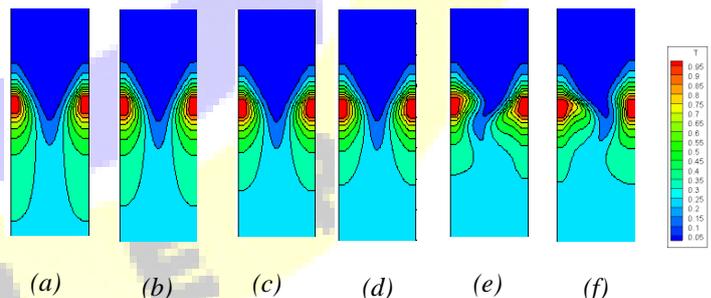


Fig.5. Contours des isothermes pour le cas de  $L_h=1, \Delta=0.1, Re=100, K=50$  et pour différentes valeurs de  $Gr$  : (a)  $Gr=1.0 \times 10^4$ , (b)  $Gr=1.50 \times 10^4$ , (c)  $Gr=2.0 \times 10^4$ , (d)  $Gr=2.5 \times 10^4$ , (e)  $Gr=3.0 \times 10^4$ , (f)  $Gr=3.5 \times 10^4$ .

Les figures 5 et 6 illustrent les lignes du courant et les profils de vitesse  $V$  au niveau du centre du canal respectivement pour le même cas de  $Gr$ .

Concernant les fonctions du courant, on constate que : pour  $Gr=1.0 \times 10^4$ , les lignes du courant sont présentées par des lignes quasi-parallèles verticales. La domination de la



convection forcée ne permet pas l'apparition des zones de recirculation.

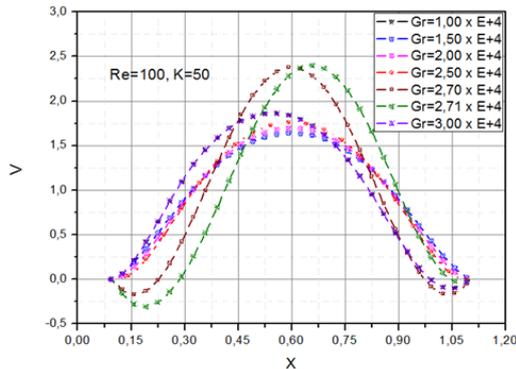


Fig.6 : Profil de la vitesse au niveau du centre du canal et pour différentes valeurs de  $Gr$ .

Et on remarque dans les cas où  $Gr$  est entre  $1.5 \times 10^4$  -  $2.7 \times 10^4$  la présence de deux cellules de recirculation chacune collée à une partie chauffée, et que la valeur maximale de la vitesse longitudinale augmente également. On constate aussi une symétrie par rapport à la ligne médiane verticale  $X=0.6$ , mais pour des valeurs de  $Gr$  supérieur à  $2.7 \times 10^4$  on observe une perte de cette symétrie.

**B. L'effet de la variation de la conductivité thermique  $K$  sur l'instabilité**

Les figures 7 (a, b, c, d) montrent les variations temporelles de la vitesse horizontale au milieu du canal pour une épaisseur  $\Delta = 0,1$  et pour différentes valeur de la conductivité thermique dans le but de déterminer les points critiques du  $Gr$  pour chaque cas ; et d'après les graphes on remarque :

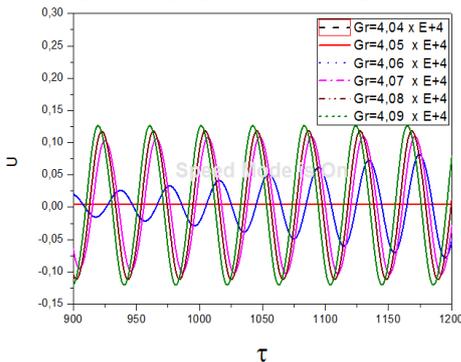


Fig.7. Les variations temporelles de la vitesse horizontale au milieu du canal avec une épaisseur  $\Delta = 0,1$  et pour la conductivité thermique : a)  $K = 5$

Pour le cas de  $K=5$  on a trouvé que pour un  $Gr$  inférieur à  $4.05 \times 10^4$  la variation temporelle de la vitesse horizontale au milieu du canal est constante et que pour un  $Gr$  supérieur à

$4.05 \times 10^4$  la variation temporelle de la vitesse horizontale au milieu du canal devient oscillatoire, et que plus on augmente le nombre de  $Gr$  plus l'amplitude de cette oscillation augmente, et à partir de ces résultats on conclue que pour ce premier cas le point critique de  $Gr$  qui détermine la nature de l'écoulement (laminaire ou transitoire) est  $Gr=4.05 \times 10^4$ .

- Alors que pour le cas de  $K=10$  on trouve que le point critique de  $Gr = 3.60 \times 10^4$
- Et pour le cas de  $K=50$  on a trouvé le point critique de  $Gr = 2.70 \times 10^4$
- Et enfin pour le cas de  $K = 100$  on a trouvé que le point critique de  $Gr=2.58 \times 10^4$

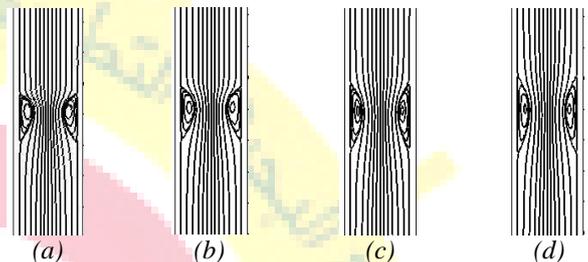


Fig.8. Contours des fonctions du courant  $\psi$  pour le cas  $\Delta=0.1$ ,  $Re=100$  et pour différents cas de  $K$  avec des points critiques de  $Gr$  : a)  $K = 5$ ,  $Gr=4.05 \times 10^4$ , b)  $K = 10$ ,  $Gr=3.60 \times 10^4$ , c)  $K = 50$ ,  $Gr=2.70 \times 10^4$ , d)  $K = 100$ ,  $Gr=2.51 \times 10^4$ .

Figure 8, on a pris plusieurs cas concernant la valeur de la conductivité thermique  $K$  du canal et on a fixé le nombre de  $Re=100$  (la Force d'inertie), avec une augmentation du nombre de  $Gr$  (la Force de flottabilité) pour chaque cas, ce qui a entraîné une augmentation de la taille de la zone de circulation, jusqu'à ce qu'on arrive à un point critique de  $Gr$  : ( $K = 5$ ,  $Gr=4.05 \times 10^4$ ,  $K = 10$ ,  $Gr=3.60 \times 10^4$ ,  $K = 50$ ,  $Gr=2.70 \times 10^4$ ,  $K = 100$ ,  $Gr=2.51 \times 10^4$ ) et c'est ce point qui présente la limite du régime laminaire.

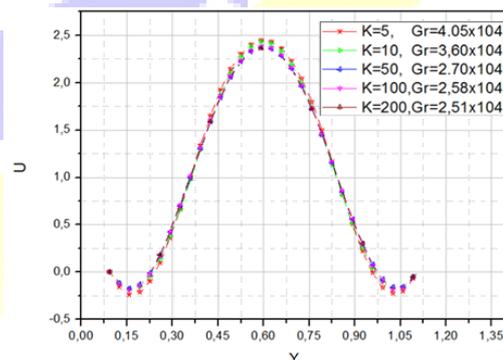


Fig.9. Les variations des profils de la vitesse horizontale  $U$  au milieu du canal pour des cas différents de  $K$  avec des points critiques de  $Gr$

D'après la Figure 5 et 6 on remarque que plus on augmente le nombre de  $Gr$  plus il y a une augmentation de la taille de la zone de circulation qui va jouer le rôle d'un obstacle (en prenant la forme d'une tuyère convergent-divergent) et



diminue la section d'écoulement. Donc, entraîner une augmentation de la vitesse du fluide jusqu'à ce qu'on arrive à un point critique. La *figure 9* montre qu'il existe une superposition des différents profils de la vitesse horizontale au milieu du canal pour chaque cas ( $K=5$ ,  $Gr_c=4.05 \times 10^4$ ,  $K=10$ ,  $Gr_c=3.60 \times 10^4$ ,  $K=50$ ,  $Gr_c=2.70 \times 10^4$ ,  $K=100$ ,  $Gr_c=2.51 \times 10^4$ ) dans lesquels la section d'écoulement aura le même diamètre et va donner la même vitesse au milieu du canal ( $V_{max} = 2.33$ ), ce qui prouve l'existence d'une relation entre la force d'inertie et la force de flottabilité pour déterminer la nature de l'écoulement (Laminaire – Transitoire).

#### VI. CONCLUSION :

L'une des principales motivations de ce travail a été la contribution à la compréhension du phénomène de la convection mixte dans un écoulement descendant à l'intérieur d'un canal verticale bidimensionnel, qui représente une section importante du champ d'étude qu'est le transfert de la chaleur. Les parties chauffées sur les parois extrêmes verticales sont soumises à une température constante.

Pour cela, nous avons opté pour une méthode numérique basée sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations gouvernantes et l'algorithme *SIMPLE* pour le couplage vitesse pression.

L'analyse des résultats obtenus par les différentes simulations montre :

- L'augmentation du nombre de  $Gr$  entraîne une augmentation de la taille de la zone de circulation qui va jouer le rôle d'un obstacle (en prenant la forme d'une tuyère convergent-divergent) et diminue la section d'écoulement
- L'augmentation de la conductivité thermique provoque la stabilité de l'écoulement.

#### REFERENCES

- [1] G.F. Scheele, E.M. Rosen, T.J. Hanratty, "Effects of natural convection on transition to turbulence in vertical pipes," Can. J. Chem. Eng. 38 67-73, 1960
- [2] G.F. Scheel, T.J. Hanratty, "Effect of natural convection on stability of flow in vertical pipe," J. Fluid Mech. 98 244-256, 1962.
- [3] M.A. Bernier, B.R. Baliga, "Visualization of upward mixed-convection flows in vertical pipes using a thin semitransparent gold-film heater and dye injection," Int. J. Heat. Fluid Flow, vol 13, pp 241-249, 1992.
- [4] A. Behzdmehr, A.Laneville, N.Galanis, "Experimental study of onset of laminar-turbulent transition in mixed convection in a vertical heated tube," Int J. Heat and mass transfer Vol51, pp 5895-5905, 2008.
- [5] W.M. Yan, "Transfert mixed convection heat transfer in vertical pipe flows," Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol 19, pp 89-101, 1992.
- [6] T.Fusegi, "Mixed convection in periodic open cavities with oscillatory through flow," Num. Heat Transfer part A, vol 29, 33-47, 1996.
- [7] T.H. Mai, N El Wakhil, "Heat transfer in a vertical tube with a variable flow," International Journal of Thermal Sciences, vol 38, pp 277-283, 1999.
- [8] A.Omara, S.Abboudi, "Transient heat transfer analysis laminar flow," Numerical Heat Transfer Part A1, pp 1-24, 2006.
- [9] H.Su, Q.Li, Y.Zhug., "Fast simulation of a vertical U tube heat exchanger using a one dimensional transient numerical model," Numerical Heat transfer, vol 60, pp 328-346, 2011.
- [10] M. Wang, T. Tsuji, Y. Nagano, "Mixed convection with flow reversal in the thermal entrance region of horizontal and vertical pipes," Int. J. Heat Mass Transfer, vol 37, pp 2305-2319, 1994
- [11] M. Boumaza, A. Omara, "Numerical investigation of transport phenomena properties on transient heat transfer in a vertical pipe flow," Journal of King Saud University - Engineering Sciences, 2013
- [12] B. Zeldin, and F.W.Schmidt, "Developing Flow with Combined Forced-Free Convection in an Isothermal Vertical Tube," J. Heat Transfer, 94, MAY, pp. 211-223, 1972.
- [13] W.J. Marner, and H.K.McMillan, "Combined Free and Forced Laminar Convection in a Vertical Tube with Constant Wall Temperature," J. Heat Transfer, Vol.92, N° 3, pp. 559-562, 1970.