

# Etude numérique de la convection naturelle dans un capteur solaire partitionné.

Samir AMRAQUI <sup>1</sup>, Ahmed MEZRHAB <sup>1\*</sup>, Cherifa ABID <sup>2</sup>, Marc MEDALE <sup>2</sup>

<sup>1</sup>Faculté des Sciences, Département de Physique, Laboratoire de Mécanique & Energétique, 60000 Oujda, Maroc.

<sup>2</sup>Ecole polytechnique Universitaire de Marseille, IUSTI U.M.R. N° 6595, Technopole Château Gombert, 5 Rue Enrico Fermi, 12453 Marseille cedex 13, France.

\*(auteur correspondant : [amezrhah@yahoo.fr](mailto:amezrhah@yahoo.fr))

**Résumé** - L'étude numérique présentée a été effectuée sur une géométrie similaire à celle d'un capteur solaire héliothermique placé perpendiculairement au champ de pesanteur. Afin d'augmenter la résistance thermique entre l'absorbeur et le vitrage du capteur, une solution proposée consiste à placer dans cet espace, des partitions verticales attachées à son vitrage. Cet arrangement, appelé structure en nids d'abeille, a pour objectif d'empêcher les mouvements fluides convectifs. Les équations différentielles gouvernant le système sont discrétisées à l'aide d'une méthode des volumes finis et le couplage pression-vitesse est traité par l'algorithme SIMPLER. Les systèmes algébriques obtenus sont résolus par la méthode des gradients conjugués. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen  $Num$  croît avec le nombre de Rayleigh  $Ra$ . Il devient plus important pour une partition de petite longueur  $L_p$ . Par ailleurs, l'influence du rapport de forme  $A$  du domaine d'étude du capteur sur le transfert de la chaleur est d'autant plus important que  $A$  est élevé.

**Mots clé** - Capteur solaire héliothermique, convection naturelle, partition, transfert de chaleur, volume finis.

## Nomenclature

$A$	rapport de forme du domaine étudié, $S/H$	$x, y$	coordonnées cartésiennes, $m$	
$g$	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	$X, Y$	coordonnées adimensionnelles, $X=x/H$ , $Y=y/H$	
$h$	coefficient d'échange de chaleur			
$H$	hauteur du capteur solaire			
$k$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$			
$lp$	longueur de la partition, $m$			
$L_p$	longueur adimensionnelle de la partition, $lp/H$			
$Num$	nombre de Nusselt moyen à l'absorbeur			
$p$	pression, $Pa$			
$P$	pression adimensionnelle, $(p+\rho_0gy)H^2/\rho_0\alpha^2$			
$Pr$	nombre de Prandtl, $\nu/\alpha$			
$Ra$	nombre de Rayleigh, $g\beta(T_C - T_F)H^3/\nu\alpha$			
$R_k$	rapport des conductivités thermiques, $k_s/k_f$			
$S$	largeur du domaine étudié			
$t_p$	épaisseur de la partition, $m$			
$T$	température, $K$			
$T_o$	température moyenne, $(T_C + T_F)/2$ , $K$			
$u, v$	vitesse selon $x, y$ , $m.s^{-1}$			
$U, V$	vitesse adimensionnelles selon $x, y$ $U=uH/\alpha$ , $V=vH/\alpha$			
			<b>Symboles grecs</b>	
			$\alpha$	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
			$\beta$	coefficient d'expansion volumique, $K^{-1}$
			$\Delta T$	différence maximal de température, $(T_C - T_F)$ , $K$
			$\nu$	viscosité cinématique du fluide, $m^2.s^{-1}$
			$\lambda$	rapport des viscosités dynamiques, $\mu_s/\mu_f$
			$\rho_o$	densité du fluide à $T_o$ , $kg.m^{-3}$
			$\theta$	température adimensionnelle, $(T-T_o)/(T_C - T_F)$
				<b>Indices et exposants</b>
			$C$	chaude
			$f$	fluide
			$F$	froide
			$s$	solide

## 1. Introduction

Vu le besoin croissant de l'énergie, l'étude des capteurs solaires a suscité beaucoup d'intérêt durant ces dernières années [1,2]. La réduction des pertes de chaleur de l'absorbeur vers

l'environnement a poussé les ingénieurs à s'investir dans de nombreuses techniques afin d'augmenter la performance du capteur. Une de ces techniques se base sur l'utilisation d'un tube d'évacuation, malheureusement, cela nécessite une haute technologie et par conséquent, plus de coût de fabrication. Une méthode alternative plus simple et moins coûteuse consiste à insérer des partitions fines et transparentes dites nids d'abeilles devant l'absorbeur [3,4]. Cette recherche de performance a attiré l'attention de plusieurs auteurs tels que Nishimura et al [5], qui ont étudié numériquement et expérimentalement la convection naturelle laminaire dans des cavités rectangulaires divisées par des partitions verticales multiples. Les résultats numériques ainsi que ceux de l'expérience ont confirmé que le nombre de Nusselt était inversement proportionnel à  $(1+N_p)$ , ( $N_p$  est le nombre de partitions). Récemment, Shung et al [6], ont examiné numériquement la convection naturelle transitoire dans une cavité bidimensionnelle obstruée par une partition adiabatique. Ils ont constaté que l'effet de la partition sur le transfert de chaleur pour le nombre de Rayleigh  $Ra=10^4$  était plus grand que celui noté pour  $Ra=10^6$  et cet effet est marqué durant le processus de transfert thermique. L'influence de plusieurs partitions placées symétriquement, dans une cavité rectangulaire verticale, sur le transfert thermique a été examinée numériquement par Ciofalo et Karayiannis [7]. Ils ont constaté que l'efficacité des partitions dépend d'une façon complexe du rapport de forme de la cavité  $A$  et du nombre de Rayleigh  $Ra$ , et cette efficacité est importante pour de faibles  $Ra$  et de grands  $A$ .

Dans cette étude, une simulation numérique de la convection naturelle dans un capteur solaire contenant une structure en nids d'abeille constituée par des partitions verticales attachées à son vitrage, de conductivité thermique ( $k=200 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$ ) et d'épaisseur adimensionnelle ( $t_p/H=0.05$ ). Les résultats sont présentés en termes d'iso-valeurs (lignes de courant et isothermes) et de nombre de Nusselt moyen à l'absorbeur  $Num$ .

## 1. Modèle physique et formulation mathématique

### 2. 1. Mise en équation

La configuration étudiée est schématisée sur la figure 1. Elle représente un capteur solaire placé perpendiculairement au champ de pesanteur. L'absorbeur et le vitrage sont maintenus respectivement à la température chaude  $T_C$  et froide  $T_F$ , alors que les deux parois verticales sont adiabatiques. Parallèlement à ces dernières, des partitions de longueurs variables  $L_p$ , sont attachées au vitrage comme c'est indiqué sur la figure 1, où des ouvertures sont créées dans les parties basses des partitions afin de permettre à l'air de circuler dans les compartiments du capteur. La nature périodique du problème et des conditions aux limites imposées, permet sa subdivision en éléments identiques appelés domaines simples (DS) de longueur  $S$  chacun.

Pour la formulation mathématique du problème considéré, l'écoulement est supposé laminaire et le transfert de chaleur bidimensionnel. Le fluide circulant dans le capteur est de l'air sec ( $Pr=0.71$ ) et ses propriétés physiques, à part sa densité, sont supposées constantes et prises à la température moyenne  $T_0$  (approximation de Boussinesq).

En utilisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$\begin{aligned} X &= x/H & ; & & Y &= y/H \\ U &= uH/\alpha & ; & & V &= vH/\alpha \\ \theta &= (T - T_0)/(T_c - T_f) & ; & & P &= (p + \rho_0 g y) H^2 / \rho_0 \alpha^2 \end{aligned}$$

En tenant compte des hypothèses simplificatrices, les équations adimensionnelles gouvernant le transfert de chaleur et l'écoulement dans le capteur s'écrivent sous la forme :

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

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \lambda Pr \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \lambda Pr \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = R_k \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

Où  $\lambda$  et  $R_k$  sont égales à 1 dans la région fluide,  $\lambda = \infty$  et  $R_k = k_s/k_f$  dans le solide.

Les conditions aux limites dynamiques et thermiques associées au système d'équation (1)-(4) sont telles que:

- Paroi horizontale (absorbeur):  $\theta = \theta_c$  et  $U=V=0$
- Paroi horizontale (vitrage):  $\theta = \theta_f$  et  $U=V=0$
- Parois verticales (isolation):  $\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$ ,  $U=0$  et  $\frac{\partial V}{\partial X} = 0$
- Au niveau de la partition :  $\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$  et  $U=V=0$

## 2. 2. Méthode de résolution

Les résultats obtenus pour différents maillages et nombre de surface NS sont présentés dans le tableau 1, nous avons trouvé qu'un maillage  $100 \times 100$  à quatre nombres de surfaces dans la partition favorise un meilleur compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats. Ces maillages sont irréguliers et fins aux voisinages des parois et de la partition afin d'augmenter la résolution dans les couches limites. Les équations bidimensionnelles gouvernantes sont résolues en faisant appel à la méthode des volumes finis avec un schéma de discrétisation centré pour les termes de transport. Le couplage pression-vitesse est traité à l'aide de l'algorithme SIMPLER [8], et les équations du système algébrique obtenu ont été résolues par la méthode des gradients conjugués. Le critère de convergence utilisé est  $\max(\phi^{n+1} - \phi^n) < \varepsilon_\phi$  où  $n$  est l'ordre d'itération et  $\phi$  désigne  $U$ ,  $V$  ou  $\theta$ . Dans la plupart des cas  $\varepsilon_u$ ,  $\varepsilon_v$ ,  $\varepsilon_\theta$  sont pris inférieurs à  $10^{-7}$ . Pour la pression et la correction de pression, le test de convergence est réalisé sur la divergence de la vitesse qui doit être inférieure à  $10^{-10}$ .

La quantité de chaleur transférée à partir de l'absorbeur vers le fluide  $Q$  est caractérisée par le nombre de Nusselt moyen suivant :

$$Num = \frac{hH}{k_f} = \frac{QH}{S(T_C - T_F)k_f} \quad (5)$$

$$\text{Avec } Q = \int_{-S/2}^{+S/2} \left( -k \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \right) dX = \int_{-S/2}^{+S/2} \left( -k \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=L} \right) dX = hS(T_C - T_F) \quad (6)$$

$(N_x \times N_y)$	(40×40)	(60×60)	(80×80)	(100×100)	(120×120)	(140×140)
NS = 2	2.243	2.251	2.266	2.275	2.281	2.288
NS = 4	2.252	2.263	2.275	2.282	2.288	2.291
NS = 6	2.260	2.269	2.281	2.286	2.291	2.295
NS = 8	2.266	2.274	2.284	2.288	2.292	2.296

Tableau 1 : Influence du maillage sur  $Num$  :  $Ra = 10^4$ ,  $A = 1$  et  $L_p = 0.4$ .

## 2. Résultats et discussion

Dans la présente étude, chaque cas exige la spécification de trois paramètres adimensionnels ( $Ra$ ,  $L_P$ ,  $A$ ), les autres paramètres tels que la température moyenne et la hauteur du capteur solaire sont respectivement fixés à  $T_0=300K$  et  $L=30\text{ mm}$ . Le code numérique que nous avons élaboré pour résoudre les équations de base a été validé en prenant comme référence les résultats présentés dans les articles [9, 10].

### 3. 1. Isothermes et lignes de courant

Les effets provoqués par la longueur de la partition  $L_P$  sur les isothermes et les lignes de courant sont présentés dans la figure 2 pour un nombre de Rayleigh  $Ra=10^4$  et un rapport de forme du domaine d'étude du capteur solaire  $A=1$ . On remarque que dans le cas où le domaine d'étude est vide, les isothermes et les lignes de courants peuvent être comparées favorablement à celles trouvées dans la littérature présentant les solutions de base sous les mêmes conditions. Le nombre de Rayleigh considéré dans cette étude produit des écoulements monocellulaires avec des rotations possibles dans le sens des aiguilles d'une montre. Ceci est dû aux positions du vitrage et de l'absorbeur. Cependant, les isothermes et les lignes de courants sont modifiées par la présence de la partition dans le cas du capteur solaire partitionné. Lorsque  $L_P$  varie de 0 à 0,8, l'écoulement monocellulaire devient bi-cellulaire et la circulation de l'air augmente dans l'ensemble du domaine d'étude en raison de l'augmentation de la force de poussée. Il est bien clair que dans ce cas, les iso-valeurs ne sont pas symétriques par rapport au centre du domaine d'étude comme dans le cas où il est non partitionné. On retrouve le problème classique de la convection Rayleigh Bénard. Au fur et à mesure que  $L_P$  augmente, la circulation suit le contour de la partition et la majeure partie du fluide est chauffée par l'absorbeur. Le reste du fluide recircule dans la partie droite et gauche du domaine d'étude. Dans ce cas, il peut être observé que le gradient de la température, joue un rôle plus important du transfert de chaleur de l'absorbeur vers le reste du domaine de d'étude du capteur solaire.

La figure 3 présente les iso-valeurs obtenues pour différent rapport de forme du domaine d'étude du capteur solaire  $A$  correspondant à  $Ra=10^4$  et  $L_P=0.4$ . Les résultats de ces figures montrent que indépendamment de la valeur de  $L_P$ , le rapport de forme a une grande influence sur les isothermes et les lignes de courant. Toutefois, au cours de la diminution du rapport de forme, les iso-valeurs restent asymétriques en présence de la partition. Ainsi, la circulation devient intense près de la partition et dans la partie droite par rapport à la partie gauche. Il faut noter que les lignes d'isothermes suivent l'écoulement et deviennent plus concentrées au-dessus de la partition, à gauche et à droite du vitrage indiquant un transfert de chaleur plus important de l'absorbeur vers le reste du capteur solaire. Cette remarque est confirmée par la figure 5 qui représente l'effet du rapport de forme  $A$  sur le nombre de Nusselt moyen  $Num$ .

### 3. 2. Nombre de Nusselt moyen

L'évolution du nombre de Nusselt moyen  $Num$ , en fonction du nombre de Rayleigh  $Ra$  et pour différentes longueurs de la partition  $L_P$ , est représentée sur la figure 4. On constate qu'indépendamment de la valeur de  $L_P$ ,  $Num$  augmente à mesure que  $Ra$  augmente. Ceci est dû à l'augmentation des forces de poussée. De plus, pour une valeur donnée de  $Ra$ , l'augmentation de  $L_P$  produit une diminution de  $Num$ . En effet, lorsque  $L_P$  est petite l'espace limitant la partition et l'absorbeur est étroit et le mouvement de l'air s'affaiblit, ce qui permet une augmentation du transfert de chaleur principalement par conduction.

La figure 5 présente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction  $Num$  du rapport de forme du domaine d'étude du capteur solaire  $A$  et pour différentes longueurs de la partition  $L_P$ . D'après cette figure, on remarque que pour chaque valeur de  $L_P$ ,  $Num$  augmente avec l'accroissement de  $A$ , cela signifie que lorsque  $A$  est assez grand l'écoulement du fluide dans

le domaine d'étude est important. La réponse de  $Num$  à la variation de  $A$  devient importante au fur et à mesure que  $L_P$  diminue.

### 3. Conclusion

L'étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans un capteur solaire thermique placé perpendiculairement au champ de pesanteur contenant des partitions attachées à son vitrage a fait l'objet de ce travail. Les résultats obtenus montrent que la réduction du transfert thermique diminue quand le rapport de forme du domaine d'étude augmente et que les longueurs de la partition  $L_P$  produisent un changement remarquable dans le transfert thermique. Indépendamment de la valeur de  $Ra$  ou  $A$ , le nombre de Nusselt moyen  $Num$  diminue avec l'augmentation de  $L_P$ .

### Références

- [1] G. Francia, Un nouveau collecteur de l'énergie rayonnant solaire-théorie et vérification expérimentales. Proc. United Nations Conf. New Sources of Energy, Rome, 21-23 August 1961, 35/S/71 (1964) United Nations, New York.
- [2] J. N. Arnold, I. Catton and D. K. Edwards, Experimental investigation of natural convection in inclined rectangular regions of differing aspect ratio. J. Heat Transfer 98 (1976) 67-71.
- [3] H. Z. Abou-zian and R. F. Richards, Effect of gap thickness on a rectangular-cell compound-honeycomb solar collector, Solar Energy Vol. 60, No. 5 (1997) 271-280.
- [4] A.A. Ghoneim, Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of square-celled honeycomb, International Journal of Thermal Sciences (2005) pp.44, 95-105.
- [5] T. Nishimura, M. Shirashi, F. Nagasawa and Y. Kawamura, Natural convection heat transfer in enclosures with multiple vertical partitions, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 8 (1988) 1679-86.
- [6] Wu-Shung Fu, Jyi-Ching Perng, and Wen-Jiann Shieh, Transient laminar natural convection in an enclosure partitioned by an adiabatic baffle, Numerical Heat Transfer, part A, vol. 16 (1989) 325-350
- [7] M. Ciofalo and T. G. Karayiannis, Natural convection heat transfer in a partially or completely – partitioned vertical rectangular enclosure, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 1 (1991) 167-179
- [8] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere / Mc Graw-Hill, New York, NY. (1980).
- [9] A. Mezrhab, H. Bouali, H. Amaoui and M. Bouzidi, Computation of combined natural convection and radiation heat transfer in a cavity having a square body at its center, Applied Energy 83 (2006), 1004-1023.
- [10] H. Bouali, A. Mezrhab, H. Amaoui and M. Bouzidi, Radiation – natural convection heat transfer in inclined rectangular enclosure. Int J Therm Sci 45 (2006), 553-66.

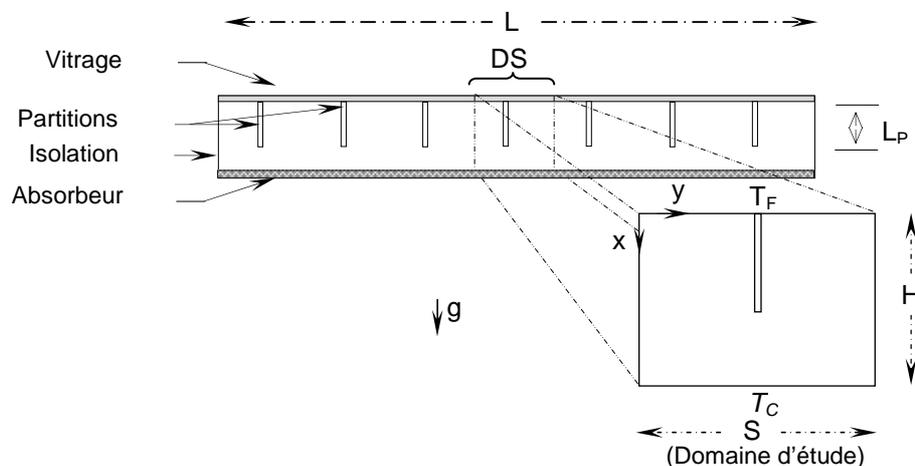


Figure 1 : Géométrie du capteur solaire étudiée.

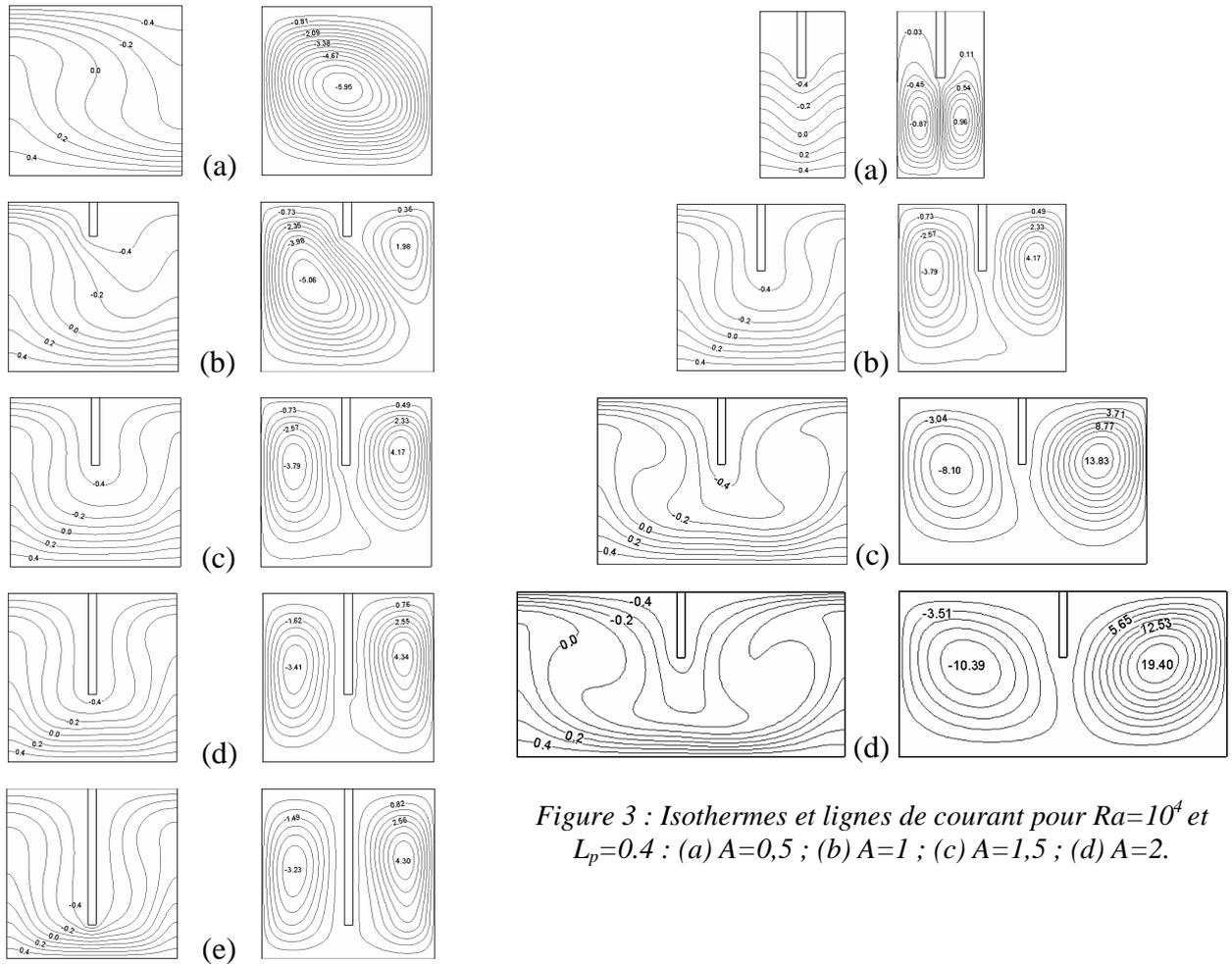


Figure 3 : Isothermes et lignes de courant pour  $Ra=10^4$  et  $L_p=0.4$  : (a)  $A=0,5$  ; (b)  $A=1$  ; (c)  $A=1,5$  ; (d)  $A=2$ .

Figure 2 : Isothermes et lignes de courant pour  $Ra=10^4$  et  $A=1$  : (a)  $L_p=0$  ; (b)  $L_p=0,2$  ; (c)  $L_p=0,4$  ; (d)  $L_p=0,6$  ; (e)  $L_p=0,8$ .

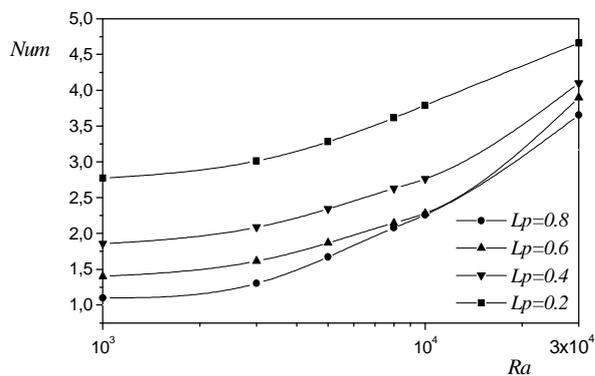


Figure 4 : Variation du nombre de Nusselt moyen à l'absorbeur en fonction de  $Ra$ .

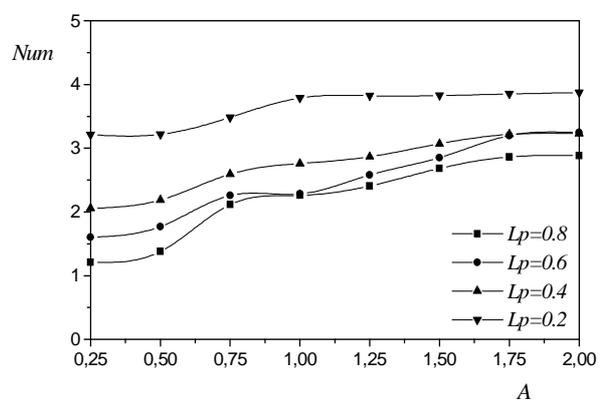


Figure 5 : Variation du nombre de Nusselt moyen à l'absorbeur en fonction de  $A$ .