

Refroidissement des cartes électroniques via l'étude de la convection mixte dans une cavité

D.MENACER^{#1}, M.KHAMMAR^{*2}

[#]Faculté de génie des procédés pharmaceutiques, université Constantine3, Ali Menjeli Nouvelle Ville, Algérie

[#]Unité de recherche en Energies Renouvelables au Milieu Saharien, URER/MS

Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, Adrar, Algérie

^{*}Faculté de sciences exactes, Université Frères Mentouri Constantine1, Algérie

¹menacer.dalila@yahoo.fr

²khammarbb@yahoo.fr

Résumé— La méthode numérique des différences finies a été utilisée dans ce travail pour l'étude de l'effet du nombre de Richardson sur les systèmes thermiques. Le système d'équations régissant notre problème est discrétisé en approchant les dérivées partielles par des différences finies. La discrétisation des équations du modèle mathématique utilise la méthode explicite de Runge-Kutta d'ordre 4. Les termes diffusifs ainsi que les dérivées partielles du premier ordre (terme source de l'équation de la conservation de l'énergie et des vitesses) sont discrétisés en utilisant le schéma centré du 4^{ème} ordre, alors que les termes convectifs sont discrétisés à l'aide du schéma Upwind du 3^{ème} ordre de Kawamura. L'influence du nombre de Richardson sur les champs dynamique et thermique ainsi que le coefficient de transfert de chaleur a été examinée. Nous avons pu mettre en évidence, l'existence de deux cellules antisymétriques dans la cavité.

Keywords— Systèmes thermiques, Nombre de Richardson, Méthodes numériques, Schéma Upwind, Schéma de Kawamura

I. INTRODUCTION

En effet, ce sujet est d'un intérêt pratique dans différents domaines tels que ceux relatifs au refroidissement des composants électroniques. Lors de leur fonctionnement le surplus de la chaleur dégagée par ces processus doit être évacué afin d'éviter leur endommagement. Lorsqu'une différence de température est imposée, les effets de l'écoulement dus à la flottabilité et du déplacement de la paroi peuvent être comparables et l'écoulement résultant se caractérise par un régime de convection mixte ce qui rend l'analyse encore plus complexe. D'importants travaux ont été réalisés dans ce domaine. En particulier, l'écoulement engendré par de l'eau confiné à l'intérieur d'une enclosure carrée dont la paroi de fond est refroidie à 0°C, tandis que la partie opposée est partiellement chauffée à une température comprise entre 10°C et 30°C dans l'étude de C. Cianfrini et al. [1] a mis en évidence à 4°C un tel schéma à quatre cellules qui devient instable, ce qui porte la formation d'une structure à 2 cellules. La procédure de calcul est assurée par la méthode des différences finies. Dans le but d'examiner la

structure de l'écoulement d'un fluide non-Newtonien confiné dans une cavité 2D remplie d'air dont les parois latérales sont isolées thermiquement, S. E. Ahmed et al. [2] ont placé une source de chaleur au centre de la surface inférieure, et l'a soumis à un flux de chaleur constant. Le côté gauche se déplace vers le haut avec une vitesse constante u_0 , mais la partie supérieure est maintenue à une température froide. Les résultats obtenus ont montré un effet significatif du nombre de Richardson et de la surface en mouvement sur la structure de l'écoulement dans l'enclosure. L'analyse de la convection mixte axisymétrique pour une cavité cylindrique immergée au sein d'un nanofluide a été effectuée numériquement par T. Grosan, et I. Pop [3]. Le système des équations différentielles ordinaires est résolu en utilisant la fonction `bvp4c` du Matlab. Les résultats obtenus indiquent que des solutions doubles existent lorsque la surface du cylindre est refroidie (une valeur négative du paramètre de convection mixte λ). De plus la convection mixte tridimensionnelle a été étudiée numériquement par N. Quertatani et al [4], il s'agit de l'air confiné dans une enceinte cubique dont les parois inférieure et supérieure sont en mouvement et maintenues à des températures différentes (refroidis par le bas et chauffé par le haut), tandis que les autres parois sont adiabatiques. Les paramètres de contrôle sont le nombre de Richardson $0.001 \leq Ri \leq 10$, de Reynolds $100 \leq Re \leq 1000$ et de Prandtl $Pr = 0.71$. Les résultats indiquent qu'une amélioration remarquable du transfert de chaleur jusqu'à 76% peut être atteinte pour la combinaison particulière de $Re = 400$ et $Ri = 1$. Dans une enclosure bidimensionnelle, les écoulements de la convection mixte laminaire ont été étudiés numériquement par O. Aydin et W. Yang [5]. La paroi supérieure est supposée adiabatique, tandis que sur une partie de la surface opposée, il s'est placé une source de chaleur constante et les deux cotés verticales se déplacent vers le bas avec une vitesse et température froide constantes. B. Dahdi [6] a repris la même configuration que celle d'O. Aydin et W. Yang [5] avec une direction de déplacement des parois latérales inversée. Les résultats obtenus montrent l'existence de trois écoulements complètement différents en fonction de la valeur du nombre de Richardson. Dans une première

phase, l'écoulement est constitué de deux cellules contrarotatives et parfaitement symétriques lorsque la convection forcée est dominante. Le passage de la première structure vers la deuxième se traduit par une perte de symétrie des champs dynamique et thermique. La dernière phase est caractérisée par la naissance de quatre cellules contrarotatives. Le passage de la 2ème phase vers la 3ème phase, provoque une diminution brusque et importante du nombre de Nusselt.

Dans la présente étude, on s'intéresse à une ventilation ascendante d'une enclosure dont une partie du fond est soumise à une température constante chaude. Cette façon de ventiler peut apporter une amélioration sur le refroidissement des composants électroniques.

II. REPRESENTATION DU PROBLEME

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure 1. Il s'agit d'une cavité carrée dont les parois latérales sont maintenues à une température constante froide et qui se déplacent vers le haut avec une vitesse fixée V_0 . Une source de chaleur de longueur égale au quatre cinquième de celle de la cavité est placée au milieu de la paroi inférieure de la cavité. Toutes les autres parties de la cavité sont isolées thermiquement.

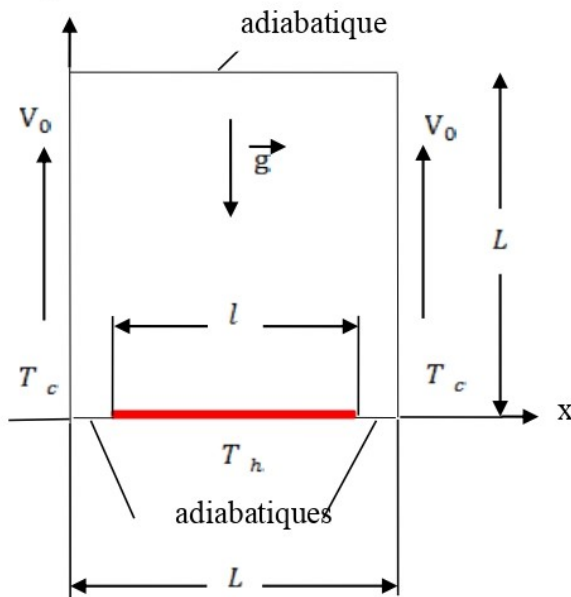


Fig. 1 Schéma de la cavité du problème étudié

III. MISE EN EQUATIONS

L'emploi de la variable adimensionnelle permet d'exprimer la réalité des phénomènes physiques indépendamment des systèmes de mesure, pour rendre la solution plus générale d'un côté et d'un autre pour réduire le nombre de paramètres du problème.

Il est nécessaire d'introduire les grandeurs de référence suivantes :

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L} & Y &= \frac{y}{L} & U &= \frac{u}{V_0} & V &= \frac{v}{V_0} \\ \tau &= t \frac{V_0}{L} & P &= \frac{P^*}{\rho V_0^2} & \theta &= \frac{(T - T_f)}{(T_c - T_f)} \end{aligned}$$

La formulation adimensionnelle est définie comme ceci :

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

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

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

Les principaux paramètres de contrôle du problème étudié tels que: Pr , Re et Gr dénotent, respectivement, les nombres de Prandtl, de Reynolds, et de Grashof qui sont définis par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} Pr &= \nu / \alpha, & Re &= (V_0 L) / \nu, \\ Gr &= g \beta (T_c - T_f) L^3 / \nu^2 \end{aligned}$$

IV. FORMULATION « FONCTION DE COURANT-VORTICITE »

Pour éliminer le gradient de pression figurant dans l'équation de la conservation de la quantité de mouvement, la formulation « vorticité ω -fonction de courant ψ » sera utilisée. Les équations adimensionnelles permettant la détermination de la vorticité, de la température et de la fonction du courant s'écrivent pour un écoulement bidimensionnel et incompressible :

4.1. Equation de la vorticité ω

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \omega}{\partial X} + V \frac{\partial \omega}{\partial Y} = \frac{1}{Re} \left[\left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial X^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial Y^2} \right) \right] + Ri \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \quad (4)$$

4.2. Equation de l'énergie

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

4.3. Fonction du courant

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} = -\omega \quad (5)$$

V. CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR

On s'intéresse au transfert de chaleur au niveau de la partie chauffée ainsi le nombre de Nusselt moyen est défini par:

$$\bar{Nu} = \int_0^1 Nu(X) dX \quad (6)$$

Où $Nu(X)$ est le nombre de Nusselt local défini par:

$$Nu(X) = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (7)$$

VI. RESOLUTION DES SYSTEMES D'EQUATIONS

Les différentes dérivées partielles figurant dans les équations régissant notre modèle mathématique ont été discrétisées. Une fois leurs expressions substituées dans ces

équations nous obtenons un système d'équations algébriques qui peut être résolu facilement par des méthodes itératives. Les équations définissant la température et la vorticité peuvent être résolues par la méthode de Runge- Kutta (RK4) [7], alors que l'équation de la fonction de courant est résolue par la méthode N.L.O.R (Non-Linear-Over-Relaxation) [8].

VII. VALIDATION DU CODE DE CALCUL

La validation du programme de calcul est obtenue par comparaison avec les résultats d'O.Aydin et W. Yang [5]. Le profil de la vitesse verticale le long du plan médium pour différentes valeurs du nombre de Richardson présenté sur la figure 2, montre un très bon accord entre nos résultats et ceux d'O.Aydin et W. Yang [5].

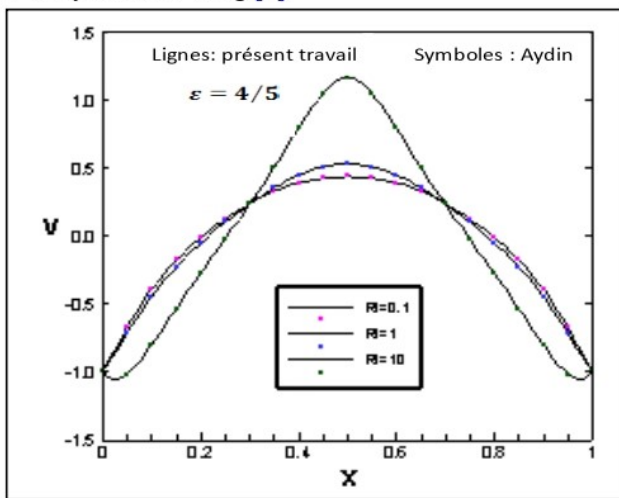
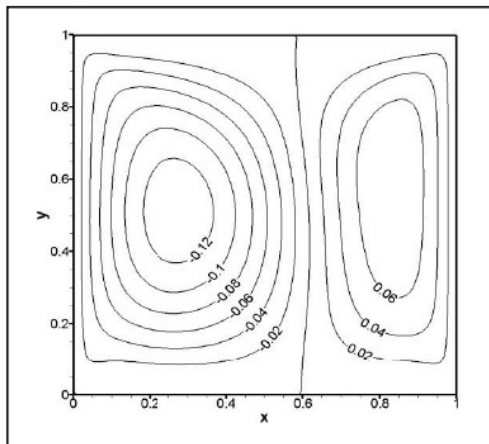


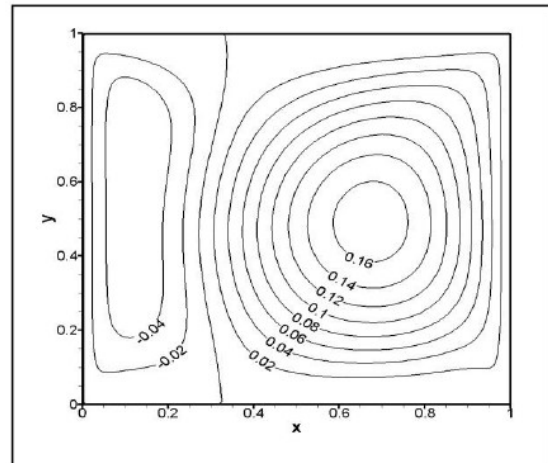
Figure 2 : Comparaison du profil de vitesse à Y=0.5.

VIII. RESULTATS ET DISCUSSIONS

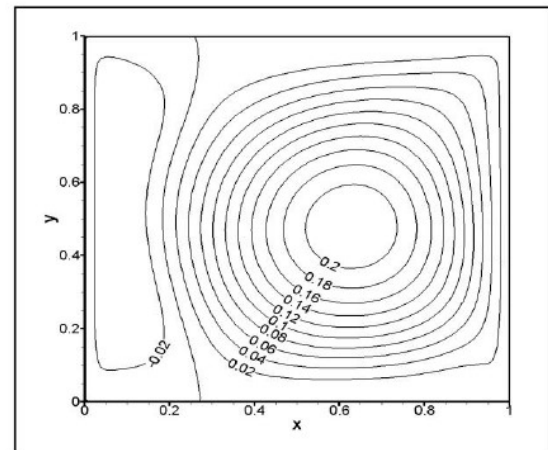
Les résultats des différentes simulations sont présentés sous forme de la fonction de courant et de l'évolution du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Richardson.



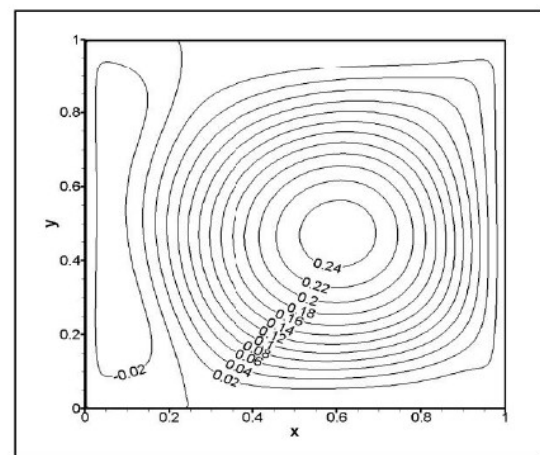
Ri=4



Ri=5



Ri=7



Ri=12.5

Fig. 3 Champs dynamiques pour un nombre de Richardson qui prend une gamme de 4 à 12.5

Ces champs sont représentés pour les mêmes valeurs de Ri dans la figure 3, l'augmentation des forces de flottabilité

caractérisées par l'augmentation du nombre de Richardson. Après une certaine durée du temps de l'apparition de deux cellules symétriques, un développement vers une stabilisation des deux autres cellules contrarotatives de différentes formes et intensités est observé .

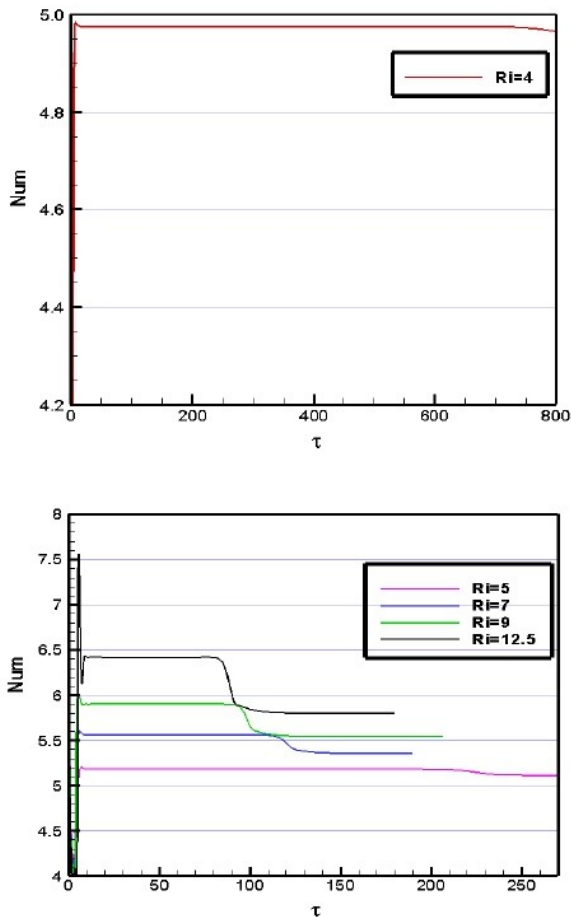


Fig. 4 Evolution du nombre de Nusselt moyen

L'évolution temporelle du nombre de Nusselt moyen est représentée sur le Figure 4, cette évolution est strictement monotone, ensuite elle présente une diminution du nombre de Nusselt moyen de plus en plus importante lorsque le nombre de Richardson augmente, caractérisant ainsi le passage d'un écoulement symétrique à autre non-symétrique.

L'augmentation du nombre de Richardson a pour conséquence l'augmentation du nombre de Nusselt moyen.

Conclusion

La présente étude consiste à analyser la convection mixte dans une cavité à parois latérales mobiles, une source de chaleur est placée au milieu de la paroi inférieure, tandis que les autres parties sont considérées comme adiabatiques.

La méthode des différences finies est utilisée pour discrétiser les équations régissant notre modèle en considérant la formulation (ψ, ω) . Les résultats obtenus montrent que l'écoulement qui prend naissance ici est caractérisé par une perte de symétrie de deux cellules contrarotatives.

L'objectif de cette investigation est le refroidissement de toutes les parties de l'enceinte, de sorte que cette manière de refroidir nous permis d'avoir ce but à rechercher.

REFERENCES

- [1] Claudio Cianfrini et al, Natural convection of water near 4°C in a bottom-cooled enclosure, Energy Procedia 82 (2015) 322 – 327
- [2] S.E. Ahmed et al./Engineering Science and Technology, an International Journal 19 (2016) 364–376
- [3] T. Grosan, I. Pop / International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (2011) 3139–3145N.
- [4] Quertatani et al, «Mixed convection in a double lid-driven cubic cavity», Int. J. Heat and Mass Transfer vol 48m Issue 7. pp 1265-1272, (2009).
- [5] O. Aydın, Wen-Jei Yang. «Mixed convection in cavities with a locally heated lower wall and moving sidewalls», Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 695 – 710, (2000).
- [6] B. Dahdi « Développement d'un programme de calcul de l'écoulement avec transfert de chaleur dans une cavité avec des parois mobiles», Mémoire de magister, Département de Génie Mécanique, Université Mentouri Constantine, (2009).
- [7] Dale A. Anderson, John C. Tannehill et Richard H. Pletcher. «Computational fluid mechanics and heat transfer», Series in computational methods in mechanics and thermal sciences, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, Hemisphere Publishing Corporation USA, (1984).
- [8] E. Saatdjian. «Phénomènes de transport et leurs résolutions numériques», Polytechnica, ISBN 2 – 84054 – 057 – 6, (1998).