

Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité avec chicane

Abderazak BENNIA^{1,2*}, Noui NAOUI¹, Samir RAHAL³, Ali KHELIL².

¹Department of Electromechanics, Université de Mohamed El Bachir El Ibrahimi de Bordj Bou Arréridj, El-Anasser, 34030, Algérie.

²Laboratoire de Contrôle, Essai, Mesure et Simulation Mécaniques, Université Hassiba Benbouali de Chlef, Hay Salem, route nationale N° 19, 02000, Algérie.

³Laboratoire L.E.S.E.I, Département de Mécanique, Faculté de Technologie, Université Hadj Lakhdar de Batna, rue Boukhrouf Med el Hadi, 05000 Batna (Algérie).

*(Auteur correspondant : Abderazak.Bennia@USherbrooke.ca)

Résumé : Dans ce travail, nous présentons une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale sans ou avec chicane. Les équations qui régissent ce phénomène ont été résolues par une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant le code Fluent et le mailleur Gambit. Un premier travail de validation a été mené en comparant notre travail avec ceux d'autres auteurs. Par la suite, on a fait varier le fluide de travail, la longueur et la position de chicane. L'influence de ces paramètres sur les champs de température, la densité de flux de chaleur et le nombre de Nusselt a été ainsi considérée et les conditions optimales qui maximisent les transferts de chaleur déterminées.

Mots clés : Simulation numérique, convection naturelle, cavité, chicane, flux de chaleur.

1. Introduction

Un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. Deux corps ayant la même température sont dits en «équilibre thermique ». Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel [1,2]. Le mode de convection a un champ d'applications très vaste. Par exemple, les composants électroniques doivent être thermiquement contrôlés pour assurer un fonctionnement adéquat avec l'environnement, pour lequel ils sont prévus : systèmes aéronautiques, des véhicules automobiles...etc. Citons également le refroidissement des réacteurs nucléaires, et d'autres applications fréquentes dans le domaine des énergies renouvelables, telle que la conversion thermique d'énergie solaire [3,4]. Les recherches menées dans ce domaine s'étendent sur un peu plus d'un siècle. Un nombre considérable de travaux a été entrepris, suite à la découverte du phénomène par les expériences de Bénard [5] et l'analyse théorique de Rayleigh [6] au début du XX^{ème} siècle jusqu'à présent. Dans H. Jouhara et al. [7], une étude expérimentale de la performance thermique d'un thermosiphon a été effectuée avec de l'eau ainsi qu'avec d'autres liquides (FC- 84, FC-77, FC-3283) en tant que fluides de travail. Le thermosiphon en cuivre était de 200 mm de long avec un diamètre intérieur de 6 mm. Chaque thermosiphon a été chargé avec 1,8 ml de fluide de travail et a été testé avec une longueur de l'évaporateur de 40 mm et une longueur de 60 mm pour le condenseur. Les performances thermiques de l'eau chargée ont été supérieures à celle des trois autres fluides de travail à la fois concernant la résistance thermique effective ainsi que le transfert de chaleur. Vahl Davis [8] a présenté une solution numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée chauffée différentiellement, où les deux surfaces supérieure et inférieure sont adiabatiques.

Ishihara et al. [9] ont réalisé une étude expérimentale et numérique en utilisant une enceinte rectangulaire verticale dans laquelle seule une des parois verticales agit comme surface de transfert de chaleur. Japikse [10] a considéré un thermosiphon tubulaire rempli d'air. Mallinson et al. [11] ont étudié

numériquement et expérimentalement l'écoulement tridimensionnel et le transfert de chaleur effectué par la convection naturelle dans un thermosiphon rectangulaire.

Le but étant de trouver la conception optimale qui permet un contrôle thermique adéquat.

2. Description du problème :

La configuration étudiée est représentée dans la figure 1. C'est une cavité rectangulaire de hauteur (h), longueur (L) et d'épaisseur (e) remplie d'huile silicone. Les dimensions de la cavité étant : 100mm×100mm×5mm. Les parois localisées à : [z=0 et e, 0 x L, 0 y y₁ et y₂ y H] étant soumises à des conditions de Dirichlet en température tandis que les autres parois sont maintenues adiabatiques (conditions de Neumann) [9].

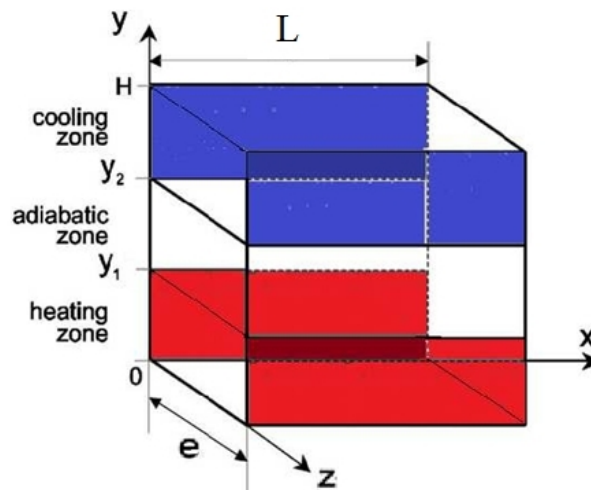


Figure 1: Schéma de la configuration considérée [9].

3. Modèle mathématique

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-Stokes et d'énergie, qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie [1].

-Equation de continuité:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

-Equations de Navier-Stokes (quantité de mouvement):

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

-Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (3)$$

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable.

4. Validation

Afin d'élaborer une comparaison des résultats obtenus par nos simulations numériques avec ceux expérimentaux ou numériques disponibles dans la littérature et de proposer des interprétations aux phénomènes observés, il est utile de valider au préalable notre procédure de simulation numérique en utilisant le code Fluent. Dans le présent travail, les résultats de Ishihara et al. et Bennia et al [9, 2] ont été utilisés. Pour cela, on a considéré les mêmes conditions (fluide de convection: huile silicone, cavité rectangulaire de dimensions (100mm*100mm*5mm), régime laminaire, $T=1K$, $Pr = 212$ et $Ra = 1,95 \cdot 10^5$) que I. Ishihara et al.[9] et Bennia et al [2] qui ont obtenus des résultats numérique (figure 2-a) et expérimentaux (figure 2-c).

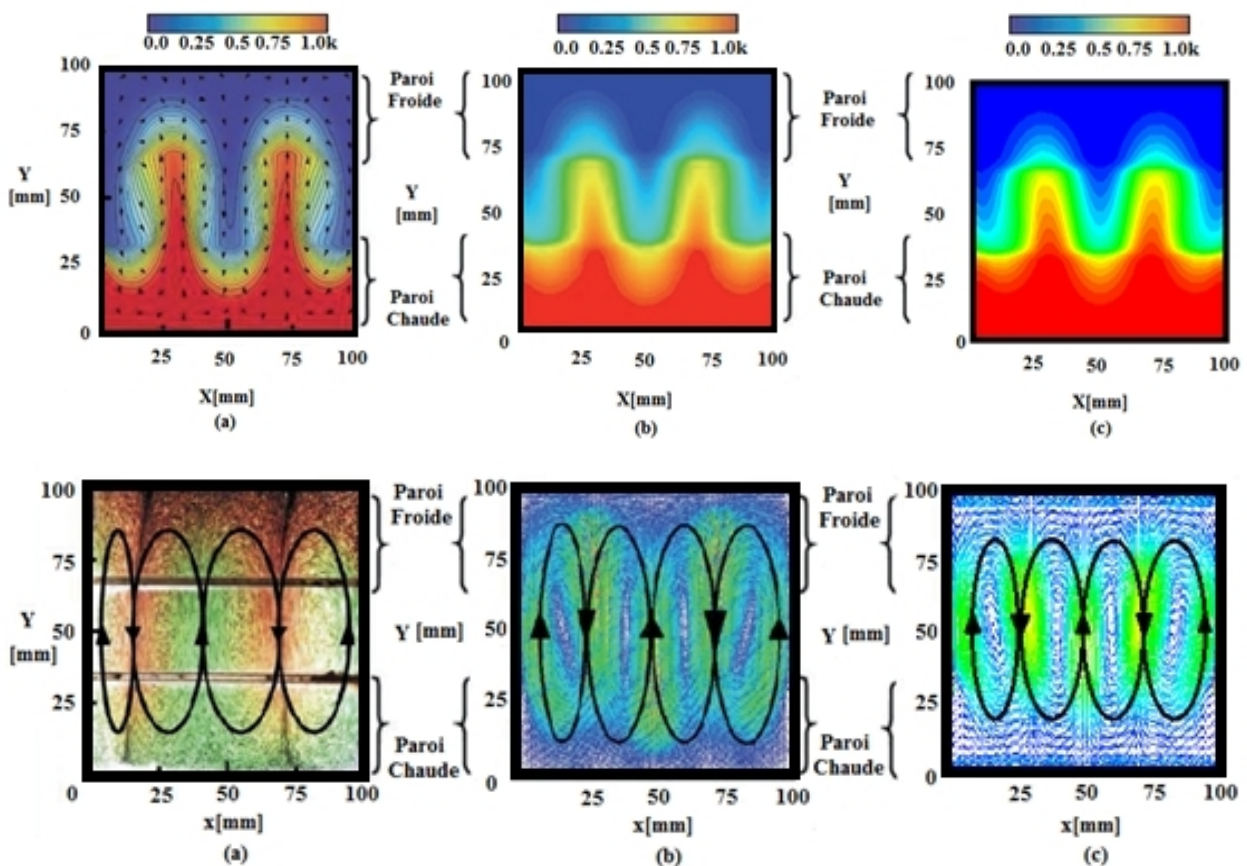


Figure 2 : Comparaison des résultats pour $Pr = 212$ et $Ra = 1,95 \cdot 10^5$ (c) présente étude. (a), (b) résultats de I. Ishihara et al. [9] et Bennia et al [2] respectivement.

D'après ces figures, on remarque que nos résultats sont en bon accord qualitatif avec ceux présentés dans [9, 2]. Donc notre procédure de simulation numérique a été validée par comparaison avec les résultats expérimentaux et numériques de travaux contenus dans deux références différentes.

5. Résultats et discussion

5.1. Cavité sans chicane

5.1.1. Influence du fluide (nombre de Prandtl)

Pour voir l'influence du nombre de Prandtl, on a comparé l'huile silicone, le gallium et aliphatique pour les mêmes dimensions de la cavité (100mm*100 mm*5 mm) et la même différence de température ($T=1$ K) avec le plexiglas comme matériau pour les parois solides. A partir des champs de température et de vitesse obtenus dans les figures suivantes, on a calculé les flux de chaleur et les nombre de Nusselt moyens qui sont présentés dans le tableau (1).

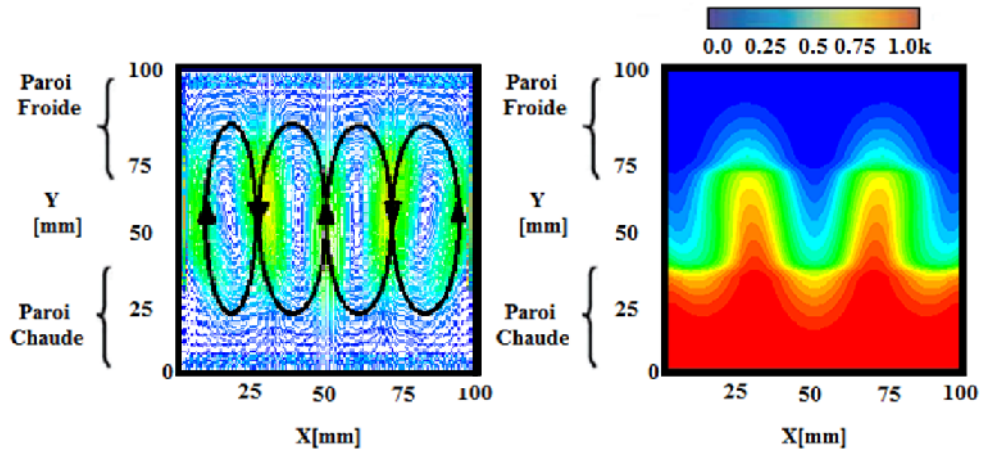


Figure 3 :Champs de vitesse et de température pour l'huile silicone. Cavité de dimensions (100 mm*100 mm*5 mm) et $T = 1$ K.

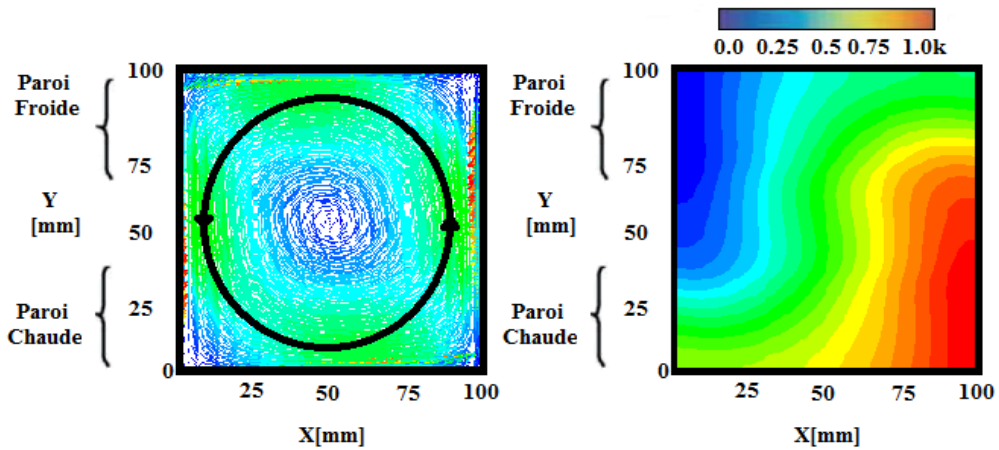


Figure 4 :Champs de vitesse et de température pour gallium. Cavité de dimensions (100 mm*100 mm*5 mm) et $T=1$ K.

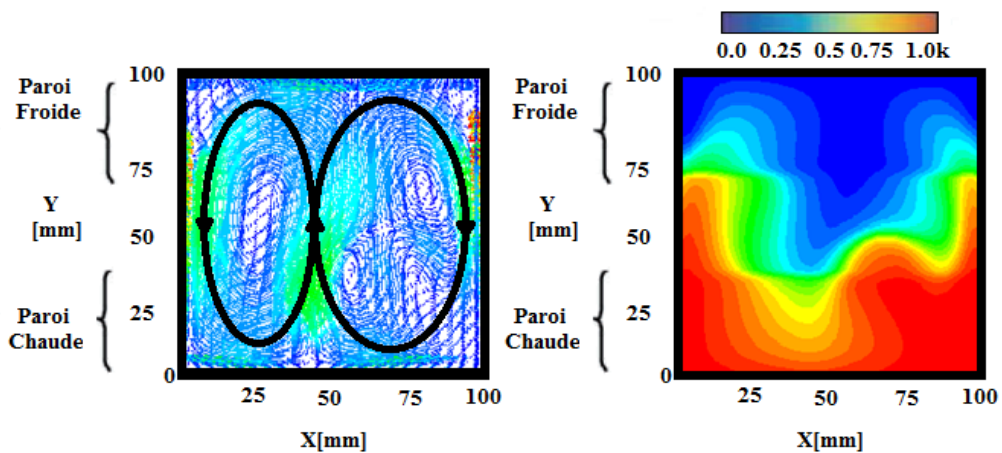


Figure 5 :Champs de vitesse et de température pour aliphatique. Cavité de dimensions (100 mm*100 mm*5 mm) et $T = 1$ K.

Tableau 1 :Nombre de Nusselt et densité de flux moyen pour différents fluides. Cavity de dimensions (100 mm*100 mm*5 mm) et $T = 1$ K.

<i>Fluide</i>	<i>Huile Silicone</i>	<i>Aliphatique</i>	<i>Gallium</i>
<i>Ra</i>	$1,95*10^5$	$3,7927*10^5$	$0,687*10^5$
<i>Pr</i>	212	141,24	0,053
<i>Nu</i>	1,404	4,094	0,286
(W/m ²)	4,3804	4,1104	71,7668
(W)	0,0145	0,0136	0,2391

Le tableau 1 représente des valeurs comparatives de différents fluides (huile silicone, gallium et aliphatique) pour les mêmes dimensions de la cavity et la même différence de température appliquée. On constate que le gallium permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivi par l'huile silicone alors que l'aliphatique est le fluide pour lequel la densité de flux thermique est la plus petite.

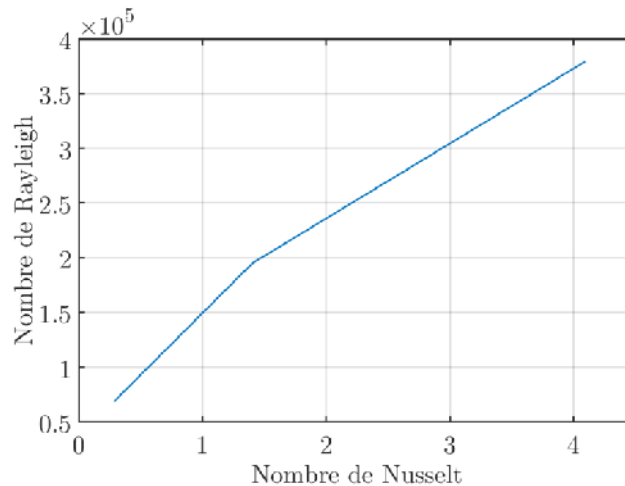


Figure 6 :Nombre de Rayleigh (Ra) on fonction de nombre de Nusselt (Nu).

D'après la figure 6, on peut remarquer que la valeur de Nusselt est proportionnelle avec le nombre de Rayleigh.

5.2 Cavity avec chicane

Dans ce qui va suivre on va considérer le cas de cavity avec une paroi verticale chicanée. La chicane faisant office d'élément de contrôle qui permet d'augmenter les taux de transferts de chaleur. Dans la figure ci-dessous, on montre le maillage utilisé pour mener les simulations numériques.

5.2.1 Influence de la position (H_c) de la chicane

Dans les figures suivantes on expose les champs de température et de vitesse pour le gallium comme un fluide de travail obtenus dans la cavity avec une chicane ayant une longueur ($L_c = 50$ mm) et dont on change

la position (H_c) de la chicane pour voir son influence sur la distribution de température et de vitesse ainsi que sur les flux de chaleur.

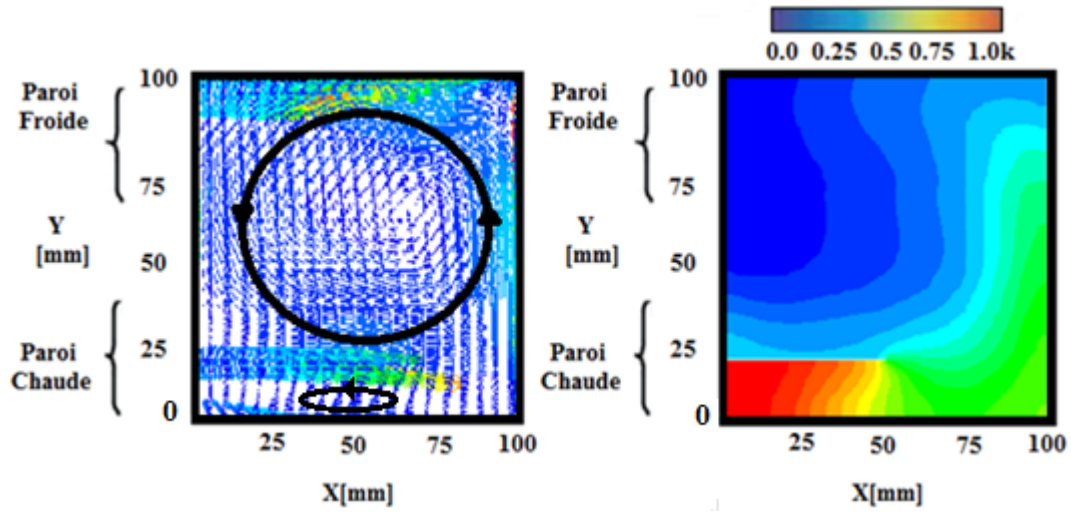


Figure 7: Champs de vitesse et de température pour le gallium, avec la partie chaude chicanée.

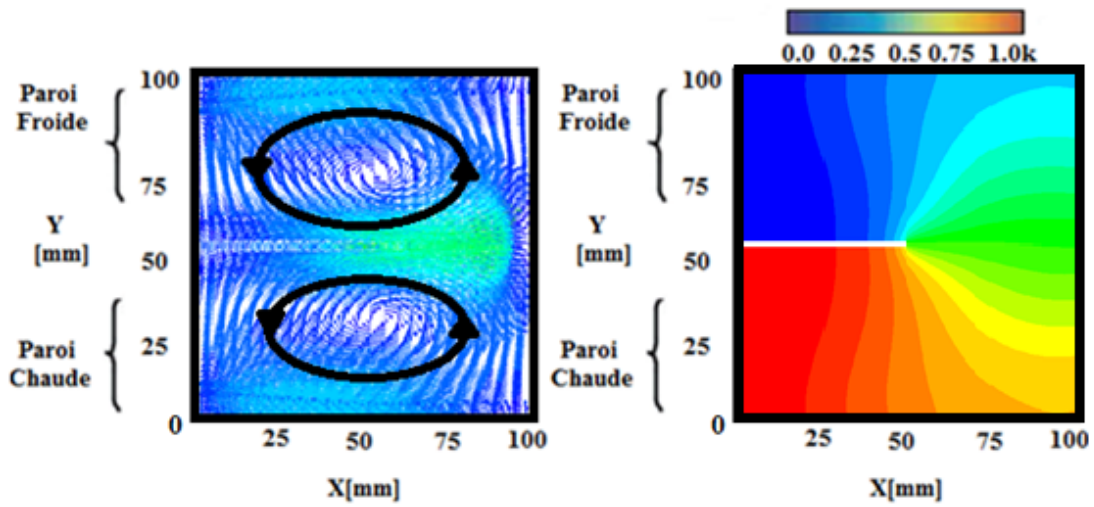


Figure 8: Champs de vitesse et de température pour le gallium, avec la partie adiabatique chicanée.

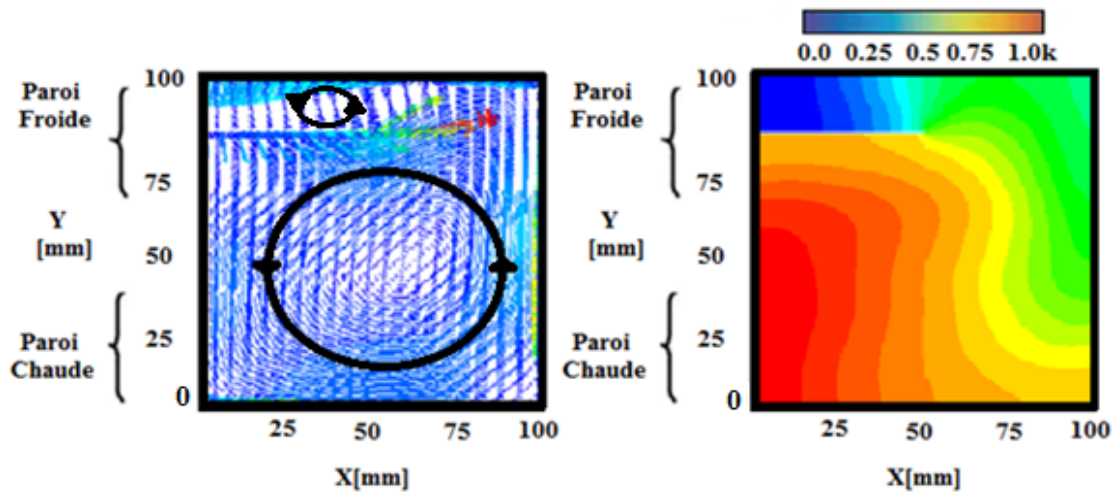


Figure 9: Champs de vitesse et de température pour le gallium, avec la partie froide chicanée.

Tableau 2 : Nombres de Nusselt moyens et les flux de chaleur pour longueur de chicane ($L_c = 50$) et différentes hauteurs de chicane H_c .

Gallium	Paroi chaude pour $H_c=16,665\text{mm}$	Paroi adiabatique pour $H_c=49,995\text{mm}$	Paroi froide pour $H_c=83,325\text{mm}$
Nu	0,4093	0,040	0,2893
(W/m^2)	498,5772	48,7248	352,4026
(W)	1,6617	0,1623	1,1745

Le tableau 2 présente les résultats obtenus pour le gallium et différentes positions (H_c) de la chicane. La longueur de la chicane étant la même ($L_c = 50$ mm) ainsi que les dimensions de la cavité et la différence de température appliquée. On peut remarquer que :

- La position de la chicane ($H_c = 16,665$ mm) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique et de Nusselt suivie de la position ($H_c = 83,325$ mm) alors que $H_c = 49,995$ mm est la position pour laquelle la densité de flux thermique et le nombre de Nusselt est plus petite.

6. Conclusion

Dans ce travail, on a mené une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire sans ou avec chicane remplie d'un fluide et soumise à un gradient vertical de température. En se basant sur les approximations de Boussinesq, on a développé le modèle mathématique décrivant notre problème. Un premier travail de validation a été réalisé en comparant nos résultats avec des autres travaux. Pour montrer l'influence de la nature du fluide sur les écoulements convectifs, des fluides, à hauts nombres de Prandtl (tels que l'huile silicone et l'aliphatique) et d'autre à bas nombres de Prandtl (tel que le gallium) ont été utilisés. Une étude paramétrique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire avec chicane a été également menée. Pour les mêmes dimensions de la cavité et la même différence de température appliquée, on a changé la position de chicane dans les trois zones de la cavité pour voir son influence sur la distribution de température et de vitesse ainsi que sur les flux de chaleur transférés.

On a constaté que:

- Le gallium permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivi par l'aliphatique alors que l'huile silicone est le fluide pour lequel la densité de flux thermique est la plus petite.
- Le nombre de Nusselt est proportionnel avec le nombre de Rayleigh.
- La configuration de la cavité avec la paroi chaude chicanée ($H_a = 16,665$ mm) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivie de celle correspondant à la paroi froide chicanée ($H_a = 83,325$ mm) alors que pour le cas de la paroi adiabatique chicanée ($H_a = 49,995$ mm), la densité de flux thermique est la plus petite.

REFERENCES

- [1] A Bennia, S Rahal, la convection naturelle dans une cavité simulant un thermosiphon, Editions, *Universitaires Européennes, Saarbrücken(Allemagne)*, p.1-124, (2014).
- [2] A Bennia, S Rahal, G Mebarki, A Khelil, S Mohamadi and H Fellouah, Natural Convection an a Cavity with Localized Heating and Cooling Zone, *International journal of scientific and technical research in engineering (IJSTRE)*, Volume 1 Issue 1 April 2016.
- [3] A Bennia, S Rahal, G Mebarki, A Khelil and L Loukarf, Natural convection in a cavity simulating a thermosyphon», *The Third International Conference on Fracture Mechanics "FRACT'3" "Engineering and Applied Fracture Mechanics and Environment" November 27th - 30th 2016, Chlef, Algeria.*
- [4] A Bennia, S Rahal, L Loukarf, A Khelil and G Mebarki, Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale simulant un thermosiphon, *Revue « Nature & Technologie ». A- Sciences fondamentales et Engineering*, Juin 2015. 13:p. 47-53.
- [5] H. Bénard, les Tourbillons cellulaires dans une nappe Liquide transportant de la chaleur par convection en régime permanent, *Ann. Chim. Phys.* 7 (Ser. 23): pp.62-79, (1901).
- [6] L. Rayleigh, « On convection currents in a horizontal layer of fluid when the higher temperature is on the underside», *Phil. Mag.* Vol.32, pp.529-538, (1916).
- [7] H. Jouhara, O. Martinet, and A.J. Robinson, « Experimental Study of Small Diameter Thermosyphons Charged with Water, FC-84, FC-77 & FC-3283», *5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands*, (2008).
- [8] G. de Vahl Davis, « Natural convection of air in a square cavity, a bench mark solution». *Int. J. Numer. Methods Fluids*, vol. 3, pp. 249-264 (1983).
- [9] I. Ishihara *, T. Fukui, R. Matsumoto, « Natural convection in a vertical rectangular enclosure with symmetrically localized heating and cooling zones», *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.23, pp. 366–372 (2002).
- [10] D. Japikse, « Advances in thermosyphon technology», *in: Adv. Heat Transfer* 9, Academic Press, London, p. 47, (1973).
- [11] G.D Mallinson, A.D Graham and G de Vahl Davis, «Three dimensional flow in a closed thermosyphon», *J. Fluid Mech.* Vol. 109, pp. 259-275, (1981).