

---

Soumis le : 13 Avril 2015

Forme révisée acceptée le : 15 Mai.2015

Email de l'auteur correspondant :

[abdoubennia@outlook.fr](mailto:abdoubennia@outlook.fr)

---



---

**Nature & Technologie**

---

# Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale simulant un thermosiphon

<sup>a</sup>A. BENNIA, <sup>b</sup>S. RAHAL, <sup>a</sup>L.LOUKARFI, <sup>a</sup>A. KHELIL, <sup>b</sup>G. MEBARKI

<sup>a</sup> laboratoire de Contrôle, Essai, Mesure et Simulation Mécaniques, Université Hassiba Benbouali, Chlef, Algérie

<sup>b</sup> Laboratoire 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 : [abdoubennia@outlook.fr](mailto:abdoubennia@outlook.fr))

---

## Abstract

In this work, we present a numerical study of natural convection in a vertical rectangular enclosure simulating a thermosyphon. The governing equations have been solved by a numerical approach based on the finite volume method using the fluent code. An initial validation was conducted by comparing our results with those of other authors. Thereafter, the working fluid has been varied as well as the length and position of the fin. We considered the influence of the parameters mentioned above on the temperature fields, the heat flux density and the average Nusselt number. The optimal conditions that allow obtaining maximum heat transfer rates have been determined.

**Keywords:** Numerical simulation, thermosyphon, natural convection, cavity, fin heat, flow

---

## Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale simulant un thermosiphon. 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 l'ailette. L'influence de ces paramètres sur les champs de température, la densité de flux de chaleur et le nombre de Nusselt moyen a été ainsi considérée et les conditions optimales qui maximisent les transferts de chaleur déterminées.

**Mots Clés :** Simulation numérique, thermosiphon, convection naturelle, cavité, ailette, flux de chaleur.

---

## 1. Nomenclature :

$e$  épaisseur de la cavité,  $m$   
 $C_p$  chaleur spécifique à pression constante,  $J.Kg^{-1} K^{-1}$   
 $H$  hauteur de la cavité,  $m$   
 $l$  longueur de la cavité,  $m$   
 $Nu_l$  nombre de Nusselt local  
 $Nu_{moy}$  nombre de Nusselt moyen  
 $Pr$  nombre de Prandtl  
 $Q$  flux de chaleur,  $W$   
 $q$  densité de flux de chaleur,  $W.m^{-2}$   
 $Ra$  nombre de Rayleigh

$T$  température dimensionnelle,  $K$   
 $T_c$  température de la paroi chaude,  $K$   
 $T_f$  température de la paroi froide,  $K$   
 $\Delta T$  différence de température  
 symboles grecs  
 $\mu$  viscosité dynamique,  $Kg.m^{-1} s^{-1}$   
 $\alpha$  diffusivité thermique,  $m^2.s^{-1}$   
 $\beta$  coefficient d'expansion thermique,  $K^{-1}$   
 $\lambda$  conductivité thermique,  $W.m^{-1} K^{-1}$   
 $\rho$  masse volumique,  $Kg.m^{-3}$

## 2. Introduction

La convection est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Ce mode a un champ d'applications très vaste. Par exemple, les composants électroniques doivent être thermiquement contrôlés pour assurer un fonctionnement adéquat [1].

Ishihara et al. [2] 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 [3] a considéré un thermosiphon tubulaire rempli d'air. Mallinson et al. [4] ont étudié numériquement et expérimentalement l'écoulement tridimensionnel et le transfert de chaleur effectué par la convection naturelle dans un thermosiphon rectangulaire.

L'objectif de notre étude consiste à étudier numériquement, la convection naturelle laminaire dans une cavité rectangulaire simulant un thermosiphon, en utilisant Fluent comme code CFD de simulation [5, 6]. La cavité est remplie par divers fluides (huile silicone, eau ou mercure).

Une des parois de la cavité sera dotée d'ailette afin de contrôler les écoulements convectifs et améliorer le taux de transferts de chaleur. Le but étant de trouver la conception optimale qui permet un contrôle thermique adéquat [1].

## 3. 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 :  $0,1m \times 0,1m \times 0,05m$ . Les parois localisées à [1]:  $[z = 0 \text{ et } e, 0 \leq x \leq l, 0 \leq y \leq y_1 \text{ et } y_2 \leq y \leq H]$  étant soumises à des conditions de Dirichlet en température tandis que les autres parois sont maintenues adiabatiques (conditions de Neumann  $Q=0$ ) [2].

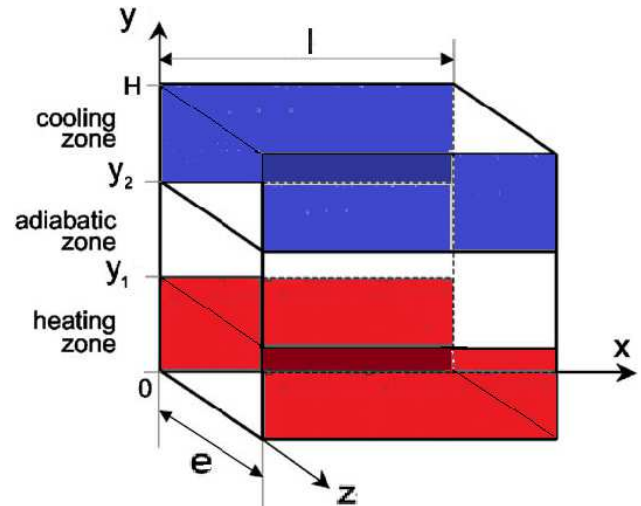


Fig. 1. Schéma de la configuration considérée [1].

## 4. 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. Pour une formulation simple du problème, nous allons considérer quelques approximations entre autres l'approximation de Boussinesq [2, 7].

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

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \beta (T - T_c) \quad (3)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho c \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable. Les conditions de température sont imposées au niveau des parois comme dans la référence [2, 7].

Les conditions aux limites associées au problème sont donc :

\*Conditions de Dirichlet :

$T = T_c$  si  $z=0$  et  $e$ ,  $0 \leq x \leq l$ ,  $0 \leq y \leq y_1$  correspondant à la partie chaude.

$T=T_f$  si  $z=0$  et e,  $0 \leq x \leq l$ ,  $y_2 \leq y \leq H$  correspondant à la partie froide.

\*Conditions de Neumann :  
Les autres parties sont maintenues adiabatiques.  
Tableau 1

Propriétés physique des fluides et solide utilisés [1, 6].

	$C_p$	$\rho$	$\lambda$	$\mu$	$\beta$
	$J.kg^{-1}K^{-1}$	$kg.m^{-3}$	$W.m^{-1}K^{-1}$	$Kg.m^{-1}s^{-1}$	$K^{-1}$
Huile silicone	1510	948	$1,4.10^{-1}$	$1,896.10^{-2}$	$1,01.10^{-3}$
Eau	4182	998,2	$6.10^{-1}$	$1,003.10^{-3}$	$2.10^{-4}$
Mercure	139,3	13529	8,54	$1,523.10^{-3}$	$1,8.10^{-4}$
Plexiglass	1470	1190	$1,9.10^{-1}$	-	-

## 6. Validation

Dans le présent travail, les résultats de l'article de I. Ishihara et al. [2] ont été utilisés. Pour cela, on a considéré les mêmes conditions (fluide de convection: huile silicone, cavité rectangulaire de dimensions  $(0,1m \times 0,1m \times 0,05m)$ , régime laminaire,  $\Delta T=1K$ ,  $Pr = 212$  et  $Ra = 1,95.10^5$ ) que I. Ishihara et al. [2] qui ont obtenus des résultats numériques (Figure 2-a) et expérimentaux (Figure 3-c).

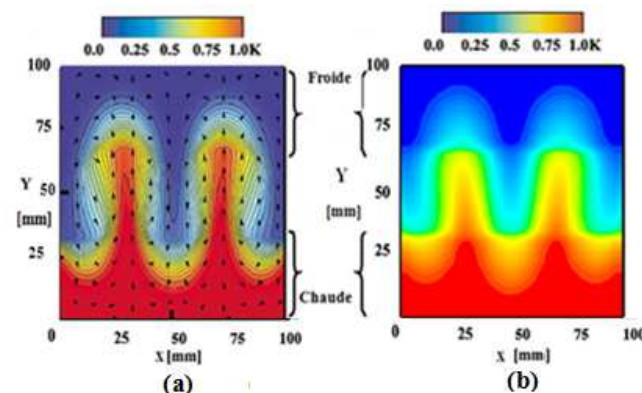


Fig. 2. Comparaison des résultats pour  $Pr = 212$  et  $Ra = 1,95.10^5$   
(b): présente étude. (a) : résultat de I. Ishihara et al.[2].

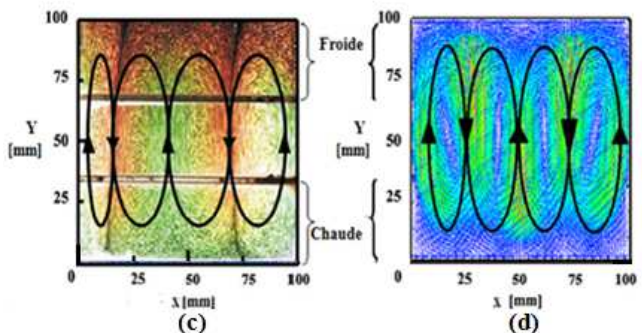


Fig. 3. Comparaison des résultats pour  $Pr = 212$  et  $Ra = 1,95.10^5$   
(d): présente étude. (c) : résultat de I. Ishihara et al.[2].

## 5. Propriétés des fluides et solide utilisé

Ce tableau représente les propriétés physiques des fluides et solide utilisé.

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

## 7. Résultats et discussion

### 7.1. Cavité sans ailette

#### 7.1.1. Influence du fluide (nombre de Prandtl) :

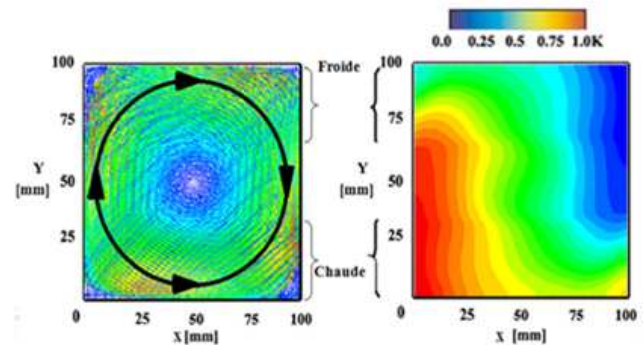


Fig. 4. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavité de dimensions  $(0,1m \times 0,1m \times 0,05m)$  et  $\Delta T=1$  K

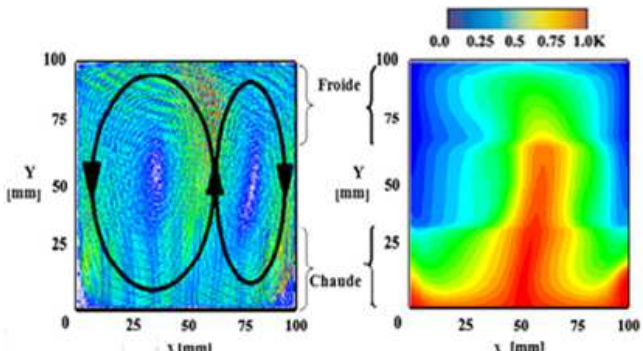


Fig. 5. Champs de vitesse et de température pour l'eau. Cavité de dimensions  $(0,1m \times 0,1m \times 0,05m)$  et  $\Delta T=1$  K

## 50 Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale simulant un thermosiphon

A partir des champs de vitesse et de température obtenus (figures 2, 3, 4 et 5), on a calculé les flux de chaleur et les nombre de Nusselt moyens qui sont présentés dans le tableau (2).

Tableau 2

Nombre de Nusselt et densité de flux moyens pour différents fluides

	$Ra$	$Pr$	$Nu_c$	$Nu_f$	$q_c$	$q_f$	$Q_c$	$Q_f$
					$W.m^{-2}$	$W.m^{-2}$	$W$	$W$
Huile silicone	$1,95.10^5$	212	5,09	11,07	$9,65.10^{-1}$	-1,11	$3,22.10^{-3}$	$-3,69.10^{-3}$
Eau	$5,05.10^5$	7,026	13,77	13,87	2,16	-1,31	$7,2.10^{-3}$	$-4,36.10^{-3}$
Mercure	$1,23.10^5$	$2,4.10^{-2}$	1,77	1,16	5,13	-4,92	$1,71.10^{-2}$	$-1,64.10^{-2}$

Le tableau (2) représente des valeurs comparatives de différents fluides (huile silicone, eau et mercure) pour les mêmes dimensions de la cavité et la même différence de température appliquée. On peut remarquer que le mercure permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivi de l'eau alors que l'huile silicone est le fluide pour lequel la densité de flux thermique est la plus petite, et la valeur du Nusselt moyen est proportionnelle au nombre de Rayleigh.

### 7.2. Cavité avec ailette

#### 7.2.1. Influence de la position ( $H_a$ ) de l'ailette et du fluide (nombre de Prandtl):

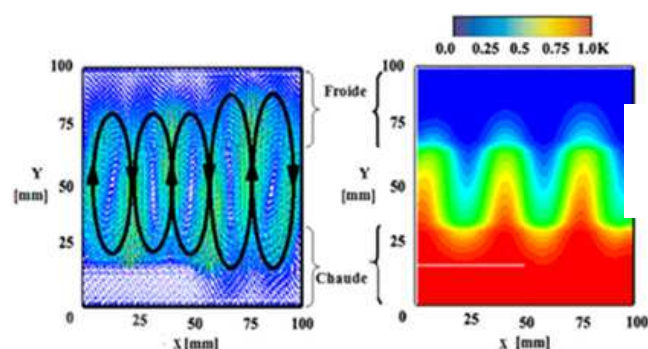


Fig. 6. Champs de vitesse et de température pour l'huile silicone. Cavité avec la partie chaude ailetée (position  $H_a=0,16m$  et  $L_a=0,5m$ ).

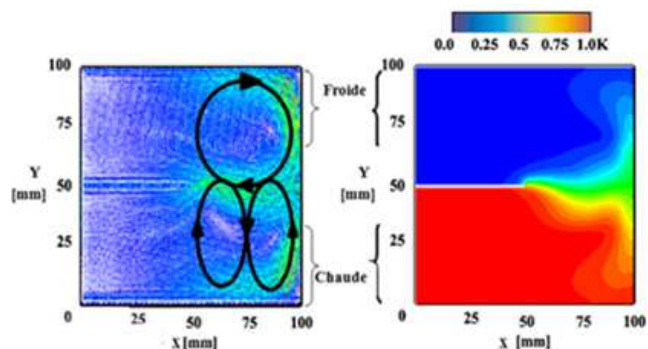


Fig. 7. Champs de vitesse et de température pour l'eau. Cavité avec la partie chaude ailetée (position  $H_a=0,49m$  et  $L_a=0,5m$ ).

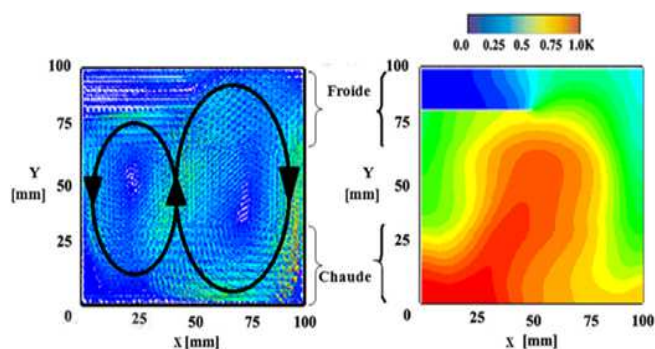


Fig. 8. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavité avec la partie froide ailetée (position  $H_a=0,82m$  et  $L_a=0,5m$ ).

A partir des champs de vitesse et de température obtenus (figures 6,7 et 8), on a calculé les flux de chaleur et les nombre de Nusselt moyens qui sont présentés dans les courbes suivantes.

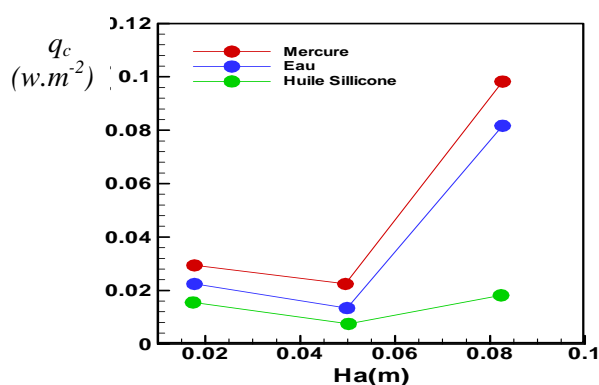


Fig. 9. La densité de flux thermique en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie chaude de la paroi verticale et pour différents fluides.



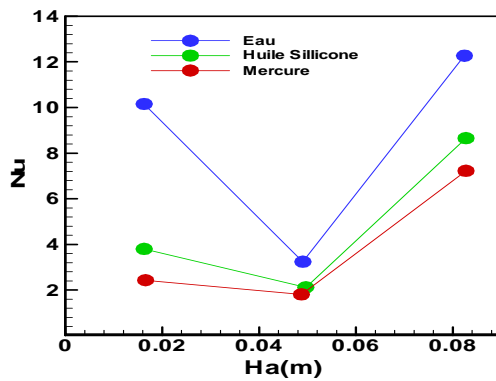


Fig. 10. Le nombre de Nusselt myens en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie chaude de la paroi verticale et pour différents fluides.

D'après les résultats obtenus pour différents fluides (huile silicone, eau et mercure) et différentes positions ( $H_a$ ) de l'ailette. La longueur de l'ailette étant la même ( $L_a = 0,5$  m) ainsi que les dimensions de la cavité et la différence de température appliquée. On peut remarquer que :

- 1) Le mercure permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivi de l'eau alors que l'huile silicone est le fluide pour lequel la densité de flux thermique est la plus petite.
- 2) La configuration de la cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,82$  m) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique et de nombre de Nusselt moyens suivie de celle correspondant à la paroi chaude ailettée ( $H_a = 0,16$  m) alors que pour le cas de la paroi adiabatique ailettée ( $H_a = 0,49$  m), la densité de flux thermique et le nombre de Nusselt moyens est la plus petite.

### 7.2.2. Influence de la position ( $H_a$ ) et de la longueur ( $L_a$ ) de l'ailette avec le mercure comme fluide et le plexiglas comme matériau pour les parois solides.

Comme on a constaté que c'est le mercure dans la configuration de cavité avec la partie froide de la paroi verticale ailettée qui permettent les meilleurs transferts de chaleur, on va considérer dans ce qui suit l'influence de  $H_a$  et  $L_a$  au niveau de cette partie de la cavité.

#### 7.2.2.1. Cavité avec la partie froide ailettée

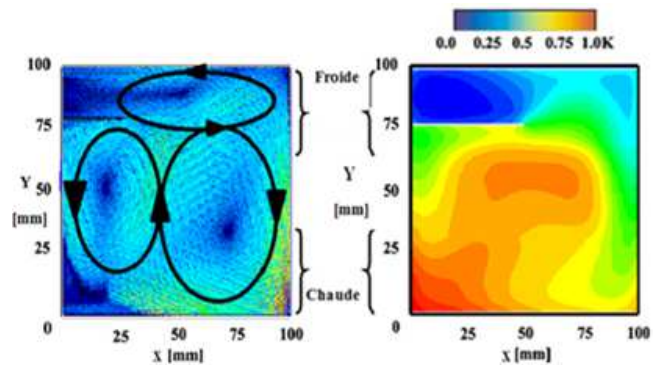


Fig. 11. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,77$  m et  $L_a = 0,5$  m).

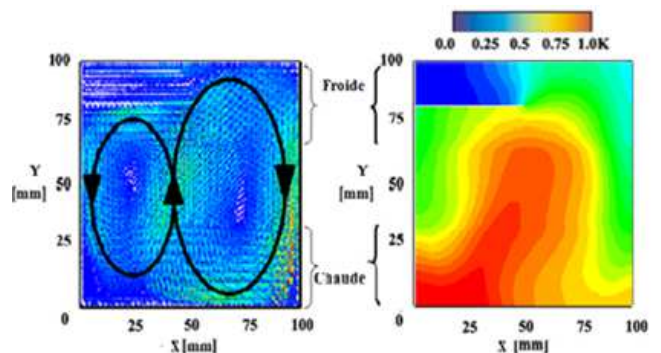


Fig. 12. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,82$  m et  $L_a = 0,5$  m).

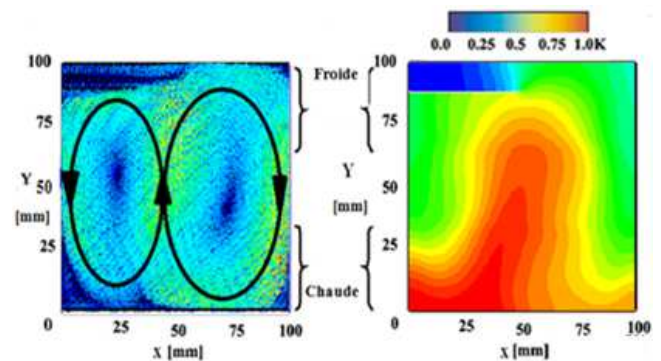


Fig. 13. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,88$  m et  $L_a = 0,5$  m).

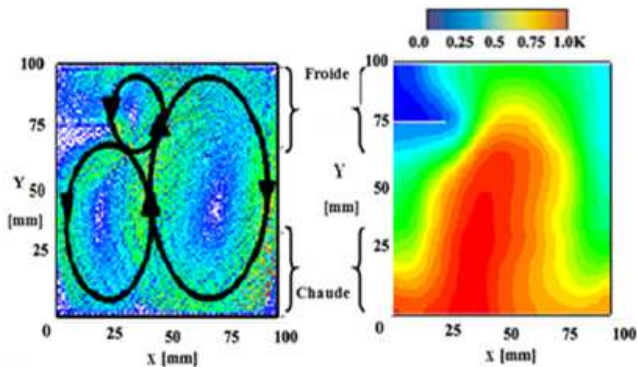


Fig. 14. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavity avec la paroi froide ailetée ( $H_a=0,77m$  et  $L_a=0,25m$ ).

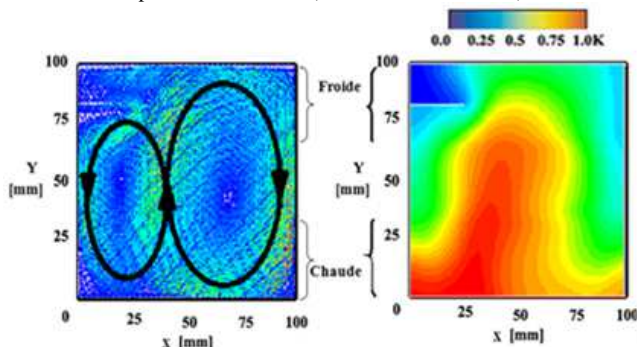


Fig. 15. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavity avec la paroi froide ailetée ( $H_a=0,82m$  et  $L_a=0,25m$ ).

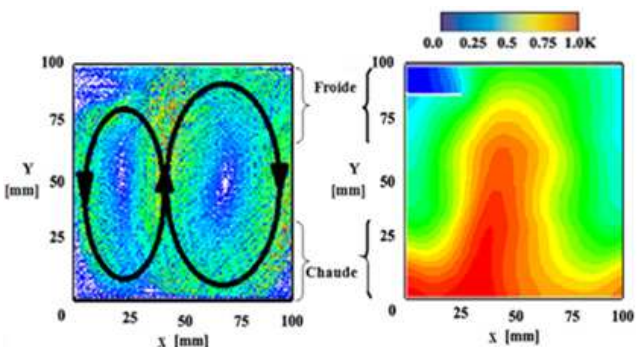


Fig. 16. Champs de vitesse et de température pour le mercure. Cavity avec la paroi froide ailetée ( $H_a=0,88m$  et  $L_a=0,25m$ ).

A partir des champs de vitesse et de température obtenus dans les figures (11-16), on a calculé les densités de flux thermique et les nombres de Nusselt moyens.

Dans les courbes suivantes, On peut remarquer que :

1) Pour une même position de l'ailette ( $H_a$ ), la longueur de l'ailette ( $L_a = 0,5m$ ) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique et de nombre de Nusselt moyens suivie de la longueur de l'ailette ( $L_a = 0,25m$ ) pour laquelle la densité de flux thermique et le nombre de Nusselt moyens est la plus petite.

2) Pour une même longueur de l'ailette ( $L_a$ ), la position de l'ailette ( $H_a = 0,88m$ ) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique et de nombre de Nusselt moyens suivie de la position ( $H_a = 0,77m$ ) ; alors que pour la position ( $H_a = 0,82m$ ), la densité de flux thermique et le nombre de Nusselt moyens sont les plus petits.

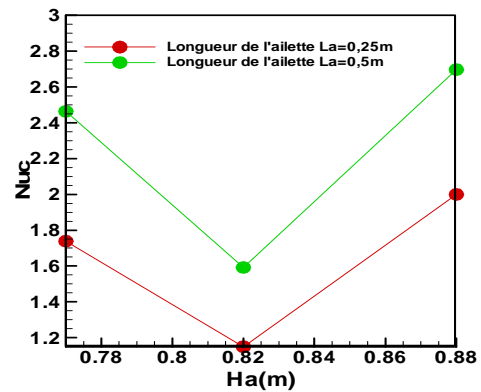


Fig. 17. Le nombre de Nusselt moyen en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie chaude de la paroi verticale.

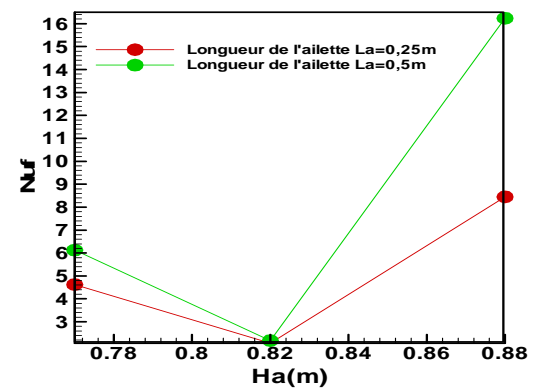


Fig. 18. Le nombre de Nusselt moyen en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie froide de la paroi verticale.

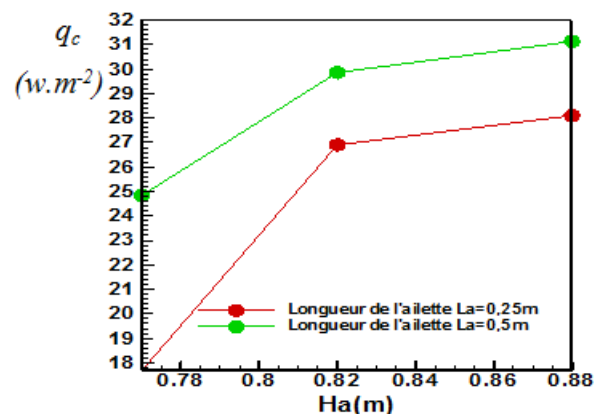


Fig. 19. La densité de flux thermique moyen en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie chaude de la paroi verticale.

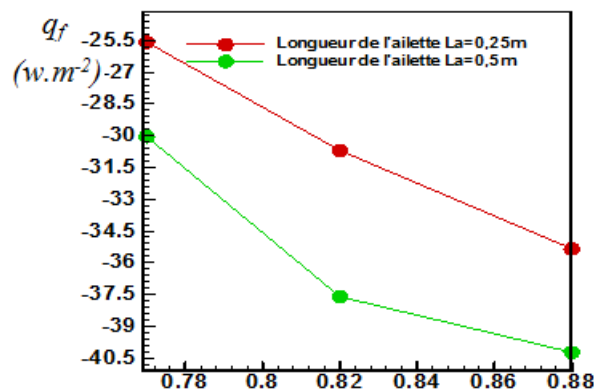


Fig. 20. La densité de flux thermique moyen en fonction de  $H_a$  (m) pour la partie froide de la paroi verticale

## 8. Conclusion

Dans l'étude présentée dans ce travail, on a mené une étude numérique paramétrique de la convection naturelle dans une cavité carrée avec ailette. Pour les mêmes dimensions de la cavité et la même différence de température appliquée, on a changé la longueur et la position de l'ailette 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 et les Nusselt moyens. On a constaté que:

- 1) Le mercure permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivi de l'eau alors que l'huile silicone est le fluide pour lequel la densité de flux thermique est la plus petite.
- 2) La configuration de la cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,82$  m) permet d'avoir la plus grande densité de flux thermique suivie de celle correspondant à la paroi chaude ailettée ( $H_a=0,16$  m) alors que pour le cas de la paroi adiabatique ailettée ( $H_a = 0,49$  m), la densité de flux thermique est la plus petite.

- 3) La configuration de la cavité avec la paroi froide ailettée ( $H_a = 0,82$  m) permet d'avoir le plus grand nombre de Nusselt moyens suivie de celle correspondant à la paroi chaude ailettée ( $H_a=0,16$  m) alors que pour le cas de la paroi adiabatique ailettée ( $H_a = 0,49$  m), le nombre de Nusselt moyens est le plus petit.

## 9. Références

- [1] Bennia, S. Rahal, *La convection naturelle dans une cavité simulant un thermosiphon*. Editions, Universitaires Européennes, Allemagne, 124 pages (2014).
- [2] I. Ishihara, T. Fukui, R. Matsumoto, Natural convection in a vertical rectangular enclosure with symmetrically localized heating and cooling zones, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*., 23 (2002), 366–372.
- [3] D. Japikse, *Advances in thermosyphon technology*, Int. Adv. Heat Transfer, Academic Press, London, 9 (1973), 1-47.
- [4] G.D. Mallinson, A.D. Graham and G. de Vahl Davis, Three dimensional flow in a closed thermosyphon, *J. Fluid Mech.*, 109 (1981), 259-275.
- [5] Fluent 6.0 User's Guide.
- [6] Gambit, A CFD preprocessor, gambit 2.0 User's Guide, Cantrra, Lebanon, New Hampshire, USA, 2 (2002).
- [7] I. Ishihara, R. Matsumoto, A. Senoo, Natural convection in a vertical rectangular enclosure with localizing heating and cooling zones, *Heat Mass Transfer*., 36, (2000), 467–472.