



HAL
open science

Etude thermique du refroidissement d'un ou plusieurs composants électroniques

Nader Ben Cheikh, Brahim Ben Beya, Taieb Lili

► **To cite this version:**

Nader Ben Cheikh, Brahim Ben Beya, Taieb Lili. Etude thermique du refroidissement d'un ou plusieurs composants électroniques. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00166041

HAL Id: hal-00166041

<https://hal.science/hal-00166041>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ETUDE THERMIQUE DU REFROIDISSEMENT D'UN OU PLUSIEURS COMPOSANTS ELECTRONIQUES

Nader BEN CHEIKH, Brahim BEN BEYA, Taieb LILI

Faculté des Sciences de Tunis, Laboratoire de mécanique des fluides et transfert thermique,
Tunis, Tunisie.

nader_bc@yahoo.fr

Résumé : Le refroidissement d'un, deux ou quatre composants électroniques est simulé numériquement à l'aide d'une formulation volumes finis tridimensionnelle. La méthode numérique est basée sur une méthode de projection ainsi qu'une technique multigrille permettant d'accélérer la convergence des calculs. Les effets du nombre de composants, de leurs dispositions et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur moyen à travers les composants seront présentés et discutés dans cette étude.

Mots clés : Convection naturelle 3D, Méthode de projection, Multigrille.

1. MISE EN SITUATION

1.1 Introduction

Le transfert de chaleur par convection naturelle est une situation que l'on peut rencontrer dans de nombreuses applications. La climatisation dans les habitats, le séchage de certains produits agro-alimentaires, le refroidissement de composants électroniques sont quelques exemples. Pour d'autres applications le lecteur peut se référer, à titre d'exemple, aux références [1-2].

Dans ce papier nous avons choisi de nous pencher sur un problème lié au refroidissement d'un ou plusieurs composants électroniques.

1.2 Définition du problème

Le domaine d'étude est un parallélépipède 3D de dimension l_x , l_y et l_z . Les composants électroniques sont situés sur la face horizontale inférieure du domaine et sont modélisés par des surfaces carrées de dimension l_z à flux constant q'' . La surface supérieure du domaine est maintenue à une température de refroidissement, T_f , et les parois et surfaces restantes sont adiabatiques.

Quatre différentes configurations, C1, C2, C4 et R4 sont étudiées selon le nombre de composants, N . Ces dernières sont respectivement schématisées sur les figures 1a, 1b, 1c et 1d où seule la surface sur laquelle reposent les composants a été représentée. Les paramètres d'étude sont le nombre de Rayleigh, Ra , le nombre de Prandtl, Pr , le nombre de composants,

N , et les rapports de forme A_x et A_y définis par : $A_x = \frac{l_x}{l_z}$ et $A_y = \frac{l_y}{l_z}$.

2. APPROCHE NUMERIQUE

En tenant compte des approximations de Boussinesq, les équations adimensionnelles du problème s'écrivent :

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

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \sqrt{\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \theta \delta_{i3}, \quad (2)$$

et

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial(u_i \theta)}{\partial x_i} = \frac{1}{\sqrt{\text{Ra Pr}}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_i \partial x_i} \quad (i = 1, 2, 3). \quad (3)$$

Les échelles caractéristiques utilisées sont les mêmes que celles présentées dans la référence [3]. Afin de contourner le problème du couplage vitesse-pression nous avons adopté une méthode de projection. Cette méthode fait apparaître une équation de Poisson que nous avons choisit de résoudre par une technique multigrille [4]. La discrétisation spatiale est effectuée à l'aide d'une méthode de type volume finis et les termes de convection sont traités par un schéma QUICK.

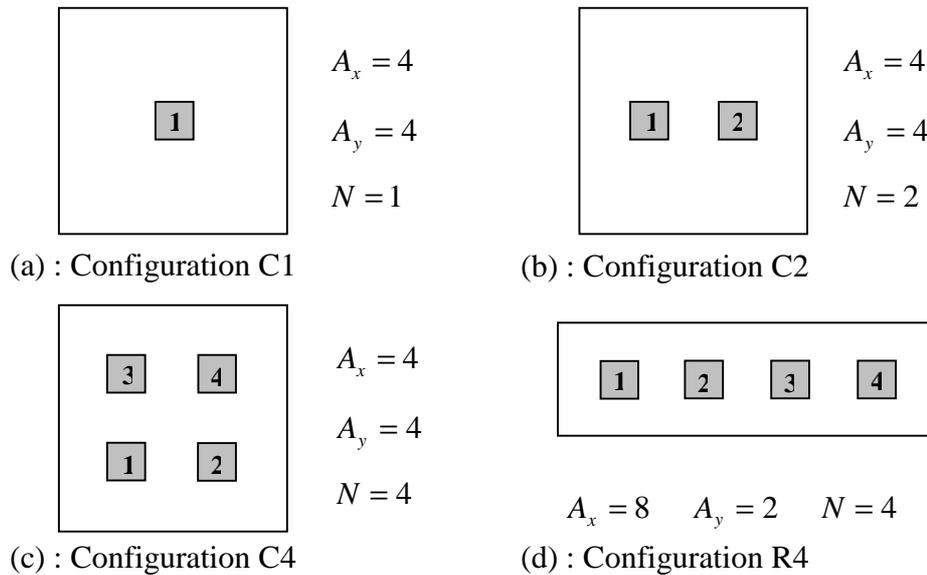


Figure 1 : Différentes configurations.

3. RESULTATS

3.1. Validation du code

Le code a préalablement été validé par un problème classique de convection naturelle dans un cube différentiellement chauffé. Les calculs ont été effectués sur des grilles non-uniformes 48^3 et le nombre de Nusselt, sur les parois actives, relatif à $Ra=10^3$, 10^4 et 10^5 a été comparé avec ceux de E. Tric [5]. Des erreurs respectives de moins de 0,1%, 0,3% et 0,6% ont alors été obtenues. Un 2^{ème} test a également été effectué sur une grille $64 \times 64 \times 48$, analogue à la configuration C1, où le flux de chaleur a été remplacé par une température chaude T_c ramenant ainsi cette configuration à celle étudiée par Sezai [6]. Les résultats, sous forme d'isothermes et de lignes de courants, relatifs à $Ra=10^3$ et 10^5 ont été comparés avec ceux de Sezai et sont en très bon accord.

3.2. Effet du nombre de composants

Les essais ont été menés sur des grilles $48 \times 48 \times 32$ pour les configurations C1, C2 et C4. Le choix des grilles a été établi après avoir vérifié, que sur une grille $64 \times 64 \times 48$, des écarts de moins de 0,5% sur le nombre de Nusselt moyen total étaient observés. Le nombre de

Nusselt local, Nu , le nombre de Nusselt moyen par composant, \overline{Nu}_i , et le nombre de Nusselt moyen total, \overline{Nu} , sont respectivement définis par :

$$Nu(x, y) = \frac{q'' l_z}{(T(x, y)|_{z=0} - T_f)k} = \frac{1}{\theta(x, y)|_{z=0}} \quad (4)$$

$$\overline{Nu}_i = \iint Nu(x, y) dx dy \quad \text{et} \quad \overline{Nu} = \sum_{i=1}^N \overline{Nu}_i \quad (5-6)$$

Sur la figure 2, le nombre de Nusselt moyen total est représenté en fonction du nombre de Rayleigh pour les configurations C1, C2 et C4.

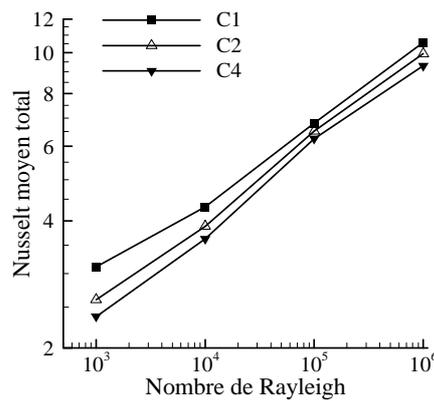


Figure 2 : Nusselt moyen total en fonction du nombre de Rayleigh.

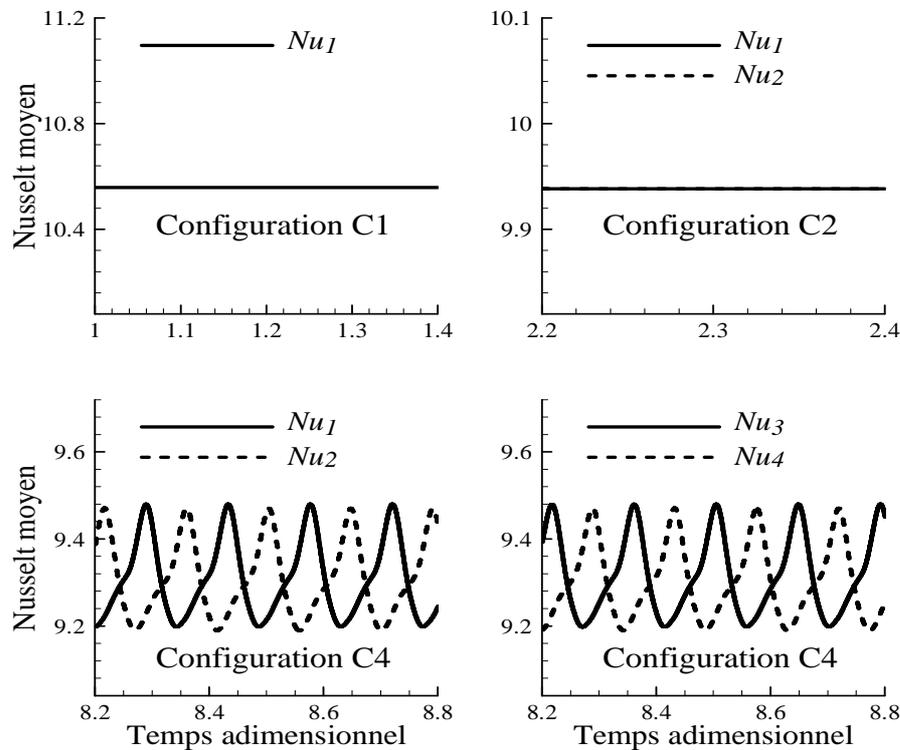


Figure 3 : Evolution du Nusselt moyen pour $Ra=10^6$.

Comme prévu, le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh. La figure 2 montre également que pour un Rayleigh fixé, le transfert de chaleur moyen à travers les composants électroniques diminue sensiblement lorsque N augmente.

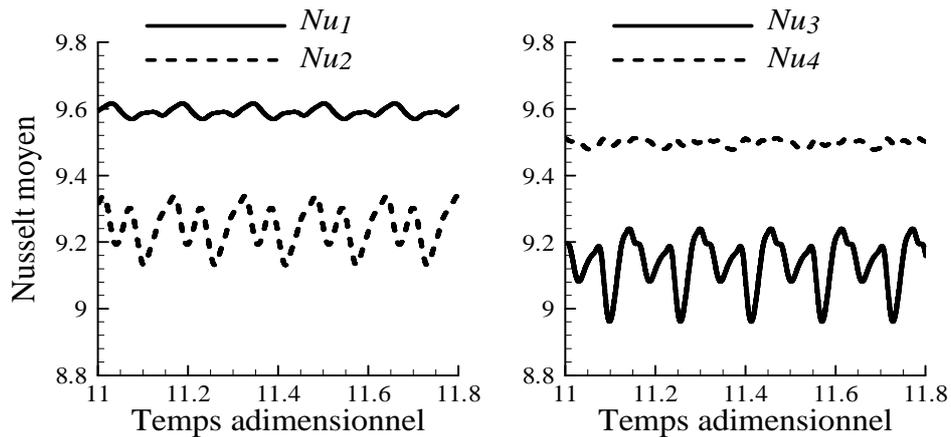


Figure 4 : Evolution du Nusselt moyen dans le cas R4 pour $Ra=10^6$.

A titre d'exemple, pour $Ra=10^6$, des diminutions de 5,87% et 11,84% par rapport au cas C1 sont respectivement observé pour les configurations C2 et C4.

Le fait d'augmenter le nombre de composants accélère également l'apparition de l'instationnarité. En effet, comme l'illustre la figure 3, à $Ra=10^6$ seul l'écoulement relatif au cas C4 est périodique de fréquence adimensionnelle $f_{C4} = 6,96$.

3.3. Effet de la position des composants

Afin d'étudier les effets de la position des composants électroniques sur le transfert de chaleur moyen, nous nous limiterons dans ce paragraphe aux cas C4 et R4. Le nombre de Nusselt moyen total en fonction de Ra a été relevé pour chaque cas de figure et des valeurs très similaires ont alors été notées. Néanmoins des différences sont observées relativement au transfert de chaleur moyen (défini par \overline{Nu}_i) à travers chaque composant. La figure 4 montre des différences nettes dans l'évolution du transfert de chaleur moyen à travers les différents composants dans la situation R4 lorsque $Ra=10^6$. Contrairement au cas C4, où $\overline{Nu}_1 = \overline{Nu}_2 = \overline{Nu}_3 = \overline{Nu}_4 = 9,30$, la configuration R4 donne lieu à des valeurs moyennes de \overline{Nu}_i différentes tels que $\overline{Nu}_1 = 9,59$, $\overline{Nu}_2 = 9,24$, $\overline{Nu}_3 = 9,14$ et $\overline{Nu}_4 = 9,50$.

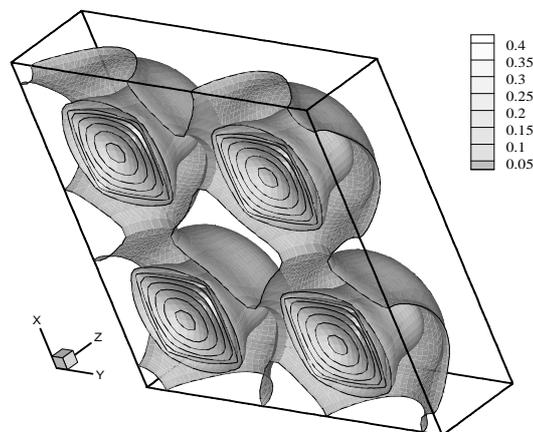


Figure 5 : Allure des isothermes relatives au cas C4, ($Ra=10^4$).

Des différences au niveau des amplitudes des fluctuations du Nusselt moyen à travers les différents composants peuvent aussi être observées. En effet, le transfert de chaleur moyen

à travers les composants 1 et 4 possède des fluctuations d'amplitudes d'ordre 6 à 9 fois plus faibles que celles obtenues par les fluctuations à travers les composants 2 et 3. Quant à la fréquence de l'écoulement, f_{Ra} , elle est de 6,36. Soit une valeur 8,6% fois plus faible que celle obtenue dans le cas C4. En vue de visualiser la distribution de la température au sein du domaine d'étude, des isothermes relatives au cas C4 et $Ra=10^4$ sont reportées sur la figure 5.

4. CONCLUSION

Une étude numérique tridimensionnelle appliquée au refroidissement d'un, deux ou quatre composants électroniques a été présentée. L'étude a montré qu'en augmentant le nombre de composants, le transfert de chaleur diminuait sensiblement. Pour un même nombre de composants, des dispositions différentes n'ont pas de répercussion notable sur le transfert de chaleur moyen total. Cependant des différences sont observées relativement au niveau du transfert de chaleur moyen par composant. Dans le cas correspondant au refroidissement de quatre composants, l'écoulement devient périodique pour un nombre de Rayleigh, $Ra=10^6$.

Nomenclature

g	Pesanteur, $m.s^{-2}$	Symboles grecs :
Nu	Nombre de Nusselt	α Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
p	Pression adimensionnelle	β Coefficient d'expansion thermique, K^{-1}
Pr	Nombre de Prandtl, $\frac{\nu}{\alpha}$	δ Symbole de Kröneker
q''	Flux de chaleur, $W.m^{-2}$	ν Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
Ra	Nombre de Rayleigh, $\frac{g\beta\Delta T(l_z)^3}{\nu\alpha}$	θ Température adimensionnelle
T	Température, K	Indices :
(u,v,w)	Composantes de la vitesse adimensionnelles, $m.s^{-1}$	c chaud
(x,y,z)	Coordonnées Cartésienne adimensionnelles, m	f froid

Références

- [1] R.J. Goldstein, *et al.*, A review of 2003 literature, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 49, pp 451-534, 2006.
- [2] N. Ben Cheikh, B. Ben Beya, T. Lili, Aspect ratio effect on natural convection flow in a cavity submitted to a periodical temperature boundary, *J. of Heat Transfer ASME*, 129, (Article sous-presse), 2007.
- [3] N. Ben Cheikh, B. Ben Beya, T. Lili, Influence of thermal boundary conditions on natural convection in a square enclosure partially heated from below, *Int. Comm. of Heat and Mass Transfer*, 34, pp 369-379, 2007.
- [4] N. Ben Cheikh, B. Ben Beya, T. Lili, A multigrid method for solving the Navier-Stokes/Boussinesq equations, *Comm. in Num. Meth. In Eng.*, (Article sous-presse).
- [5] E. Tric, G. Labrosse, M. Betrouni, A first incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity, from accurate numerical solutions, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 43, pp 4043-4056, 2000.
- [6] I. Sezai, A. A. Mohamad, Natural convection from a discrete heat source on the bottom of a horizontal enclosure, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 43, pp 2257-2266, 2000.