

Effet d'un dissipateur de chaleur sur le refroidissement des composants électroniques

M.A. Belmiloud *

Département de Génie Mécanique
Université Ibn Khaldoun, Tiaret– Algérie 14000

(reçu le 18 Novembre 2018 - accepté le 20 Décembre 2018)

Résumé - Dans cet article, l'influence du nombre et la hauteur des ailettes d'un dissipateur de chaleur sur le transfert thermique par convection mixte dans une cavité renfermant des composants électroniques a été simulé numériquement. Le nombre d'ailettes dans le dissipateur de chaleur varie entre 4 et 10. La hauteur des ailettes est prise de 0.01 m jusqu'à 0.035 m. Comme composant électronique, on a considéré un microprocesseur d'une puissance de 20 W et placé en dessous du dissipateur de chaleur avec l'hypothèse que les autres composants sont adiabatiques. Le fluide étudié est soufflé et pulsé dans la cavité par un ventilateur. Le nombre de Prandtl est supposé constant et égal à 0.71. La simulation en question, a été menée en exploitant un logiciel sous environnement IAO avec un solveur en éléments finis. Les résultats dégagés suite à cette simulation montrent que, l'augmentation du nombre et la hauteur des chicanes améliore la quantité de chaleur dégagée par le dissipateur.

Abstract - In this paper, the influence of the number and the height of the fins of a heat sink on the mixed convective heat transfer in a cavity containing electronic components has been simulated numerically. The number of fins in the heat sink varies between 4 and 10. The height of the fins taken from 0.01 m up to 0.035 m. As an electronic component, a microprocessor with a power of 20 W has been considered and placed below the heat sink with the assumption that the other components are adiabatic. The studied fluid is blown and pulsed in the cavity by a fan. The number of Prandtl is assumed to be constant and equal to 0.71. The simulation in question, was conducted using software in an IAO environment with a finite element solver. The results obtained following this simulation show that increasing the number and height of the baffles improves the amount of heat released by the dissipator.

Mots clés: Ailette - Dissipateur de chaleur - Simulation.

1. INTRODUCTION

Les problèmes fondamentaux du refroidissement des composants électroniques par convection mixte dans une boîte électronique a fait l'objet de nombreuses recherches.

Young *et al.* [1] ont étudié le refroidissement par convection forcée bidimensionnelle d'un ensemble de sources de chaleur montées sur la paroi inférieure d'un canal. Les résultats de cette investigation montrent que la forme et la nature du matériau utilisé pour la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur.

Wu *et al.* [2] ont simulé la convection mixte en régime laminaire stationnaire dans un canal horizontal contenant des blocks chauffés et une plaque en oblique au-dessus d'un bloc en amont. Les résultats montrent que l'installation de la plaque peut effectivement améliorer les performances de transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulement.

Kim *et al.* [3] ont étudié numériquement la convection forcée bidimensionnelle en régime laminaire, dans des canaux contenant des fentes et 05 blocs chauffés

* belmiloud_amine@yahoo.fr

uniformément. Les résultats obtenus montre que, le performance de refroidissement des blocs avec fentes est amélioré par rapport à ceux sans fentes. Cette amélioration est proportionnelle à la taille des fentes.

Qu *et al.* [4] ont étudié numériquement la convection forcée en régime laminaire dans un micro canal rectangulaire et contenant des composants électroniques. Le fluide utilisé pour le refroidissement est l'eau. Les résultats montrent que la température la plus élevée est rencontrée sur la surface de base du dissipateur de chaleur, immédiatement au-dessus du canal de sortie.

Icoz *et al.* [5] ont étudié numériquement la convection naturelle bidimensionnelle, dans un canal rectangulaire ouvert des deux côtés, la paroi horizontale contenant des sources de chaleur. Les résultats montrent que les dimensions du canal et la présence d'ouvertures ont des effets notables sur l'écoulement du fluide. Cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur sont jugés relativement faibles.

Bouttout *et al.* [6]. Ont simulé la convection naturelle bidimensionnelle non stationnaire dans un boîtier rectangulaire contenant des sources de chaleur refroidies par convection. Les résultats montrent que le champ de température dans chaque composant électronique a été trouvé comme étant à peu près uniforme.

L'utilisation de refroidisseurs à micro-canaux pour les composants électroniques a été proposée en premier lieu par Tuckerman *et al.* [7]. Ils ont analysé le régime laminaire établi dans des canaux de section rectangulaire réalisés dans du silicium.

Dans ce travail, une simulation numérique a été faite sur l'effet et l'influence du nombre et la hauteur des ailettes d'un dissipateur de chaleur sur les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques du flux d'air à l'intérieur d'une cavité rectangulaire.

2. THEORIE

La figure 1 illustre en trois dimensions le système physique considéré. En vue de mener la simulation numérique, le ventilateur utilisé est un Papst_412F avec un régime de l'écoulement turbulent caractérisé par $Re = 888254$.

Le microprocesseur utilisé dégage une puissance de 20 W et il est placé sous le dissipateur de chaleur. La plaque inférieure est un circuit imprimé PCB (Printed Circuit Board). Les composants de package utilise la matrice de billes 700_BGA (Ball Grid Array), mince matrice de billes 432_TBGA (Thin Ball Grid Array) et pitch fin matrice de billes 544_FPBGA (Fine Pitch Ball Grid Array).

Les autres composants électroniques sont supposés être des blocs cylindriques adiabatiques. La température du fluide imposé par le ventilateur est de $T_{in} = 20^{\circ}C$. Les propriétés thermo physiques du fluide sont supposées constantes, à l'exception de la variation de densité. L'approximation de Boussinesq a été utilisée.

Le modèle analytique du dissipateur de la chaleur tient compte des hypothèses suivantes:

- le matériau utilisé AL 1100 est isotrope.
- les ailettes du dissipateur sont adiabatiques
- la vitesse d'écoulement du fluide est uniforme juste avant l'entrée du dissipateur.

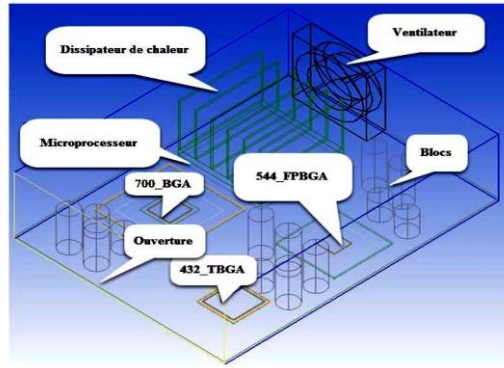


Fig. 1: Schématisation du problème: cavité électronique

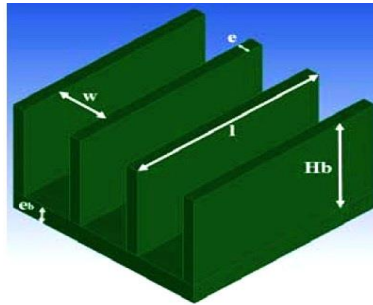


Fig. 2: Dimensions d'un dissipateur de chaleur

Equation de la perte de charge totale

Entre l'entrée et la sortie du dissipateur de chaleur, l'écoulement du fluide subit une chute de pression. Cette dernière est comme une action passive. Pour évaluer la chute de la pression totale à travers le dissipateur de chaleur, il faut d'abord déterminer:

* le diamètre hydraulique D_h du canal

$$D_h = \frac{2 w H_b}{w + H_b} \quad (1)$$

w , largeur du canal.

* la vitesse V_b du fluide dans le canal

$$V_b = V \left(1 + \frac{e}{w} \right) \quad (2)$$

Où, e est l'épaisseur des ailettes et V la vitesse du flux libre.

* le nombre de Reynolds Re

$$Re = \frac{V_b D_h}{\nu} \quad (3)$$

Avec, ν la vitesse cinématique.

Résistance thermique globale

La résistance thermique globale est définie comme la somme de la résistance thermique de l'ailette et de la base, exprimée comme suit:

$$R_{\text{tot}} = R_c + R_b \quad (4)$$

Résistance thermique de la base

La résistance thermique de la base entre ailettes est donnée d'après Lee [8] par la solution empirique suivante:

$$R_b = \left(\frac{\sqrt{A_b} - \sqrt{A_{sc}}}{\lambda_m \sqrt{\pi A_b A_{sc}}} \right) \left(\frac{\kappa \lambda_m A_b R_{av} + \tanh(\kappa e_b)}{1 - \kappa \lambda_m A_b R_{av} + \tanh(\kappa e_b)} \right) \quad (5)$$

$$\text{avec, } \kappa = \frac{\pi^{3/2}}{\sqrt{A_b}} + \frac{1}{\sqrt{A_{sc}}} \quad (6)$$

A_b , Surface de base du dissipateur de chaleur; A_{sc} , Surface de contact de source de la chaleur; e_b , Epaisseur de la base du dissipateur de chaleur; R_{av} , Résistance thermique moyenne; κ , Variable de résistance de diffusion; λ_m , Conductivité thermique de matériau.

Résistance thermique des ailettes

Le nombre de Reynolds R_a^* est défini par la relation (7):

$$R_a^* = \frac{V_a w}{\nu} \left(\frac{w}{l} \right) \quad (7)$$

avec, l , la longueur des ailettes et V_a , la vitesse d'approche réelle.

Le nombre de Nusselt moyen dans le canal est déterminé à partir de la relation de Teertsra *et al.* [9]:

$$Nu = \left[\left(\frac{Re_a^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left(0.664 \sqrt{Re_a^*} Pr^{1/3} \sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_a^*}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (8)$$

avec, Pr , le nombre de Prandtl.

Le coefficient de transfert de chaleur h , peut être exprimé par la relation suivante:

$$h = \frac{Nu \lambda_{\text{air}}}{l} \quad (9)$$

λ_{air} , la conductivité thermique de l'air.

L'efficacité η_c de l'ailette, est donnée d'après Loh *et al.* [10] par:

$$\eta_c = \frac{\tanh \sqrt{\frac{2h}{\lambda_m A_m}} l^{2/3}}{\sqrt{\frac{2h}{\lambda_m A_m}} l^{2/3}} \quad (10)$$

A_m , représente la zone profilée

Avec,

$$L = I + e/2 \quad (11)$$

$$A_m = L \cdot e \quad (12)$$

L est la longueur corrigée.

La résistance thermique des ailettes est donnée par:

$$R_c = \frac{1}{\eta_c A_c h} \quad (13)$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

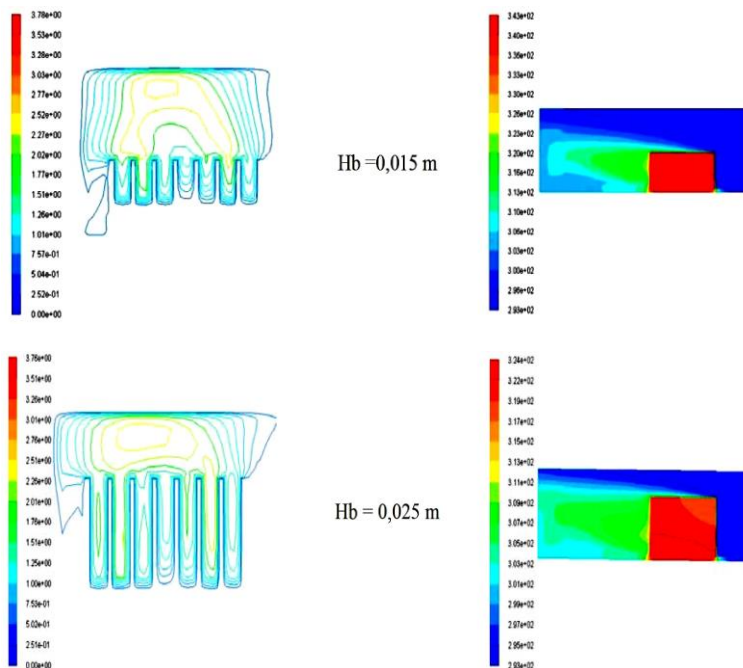
L'influence des hauteurs H_b des ailettes sur les contours de vitesse et les lignes isothermes sont représenté dans la figure 3. Ainsi, en ce qui concerne les contours de vitesses, on constate que la vitesse maximale diminue lorsque la hauteur des ailettes augmente, où la vitesse maximale est obtenue pour une hauteur d'ailette $H_b = 0.015 \text{ m}$.

Ceci est dû à la chute de pression dans les canaux du dissipateur de la chaleur. Les contours de vitesse pour $H_b = 0.015 \text{ m}$ conservent la même allure pour les différents canaux. A cause de la position du ventilateur et pour $H_b = 0.035 \text{ m}$, les deux contours sur les deux canaux de côté conservent la même allure par rapport aux autres canaux.

L'influence de la hauteur des ailettes sur la distribution des lignes isothermes est montrée sur les figures 3 et 4. On constate que la température maximale diminue lorsque la hauteur des ailettes H_b augmente, parce que le matériau utilisé (Al-1100) possède sa conductivité thermique est importante ($\lambda_m = 980 \text{ W/m.K}$).

Cependant, la chaleur dégagée par le dissipateur sera en contact avec les composants électroniques placés à l'aval du dissipateur, ce qui peut avoir un effet néfaste. La température de l'ailette diminue lorsque sa hauteur augmente.

On constate que, l'augmentation de la hauteur des ailettes augmente sa résistance thermique et améliore le refroidissement des composants



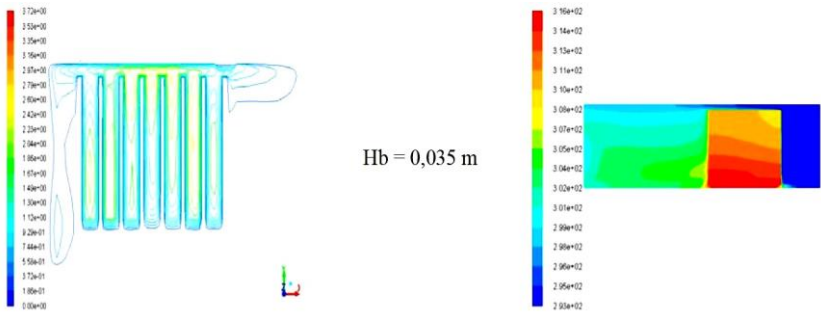


Fig. 3: Influence de la hauteur des ailettes sur les contours de vitesse et les lignes isothermes pour $Nb = 8$

Les figures 5(a) et 5(b) montrent la variation du nombre de Nusselt en fonction des différents nombres d'ailettes Nb et de la hauteur d'ailettes Hb .

Pour la figure 5(a), on remarque que le nombre de Nusselt augmente lorsque la hauteur des ailettes Hb augmente, à l'exception de la hauteur $Hb = 0.035m$. Sachant que la hauteur de la cavité réelle est $Hb = 0.042m$, la distance entre la paroi supérieure et les ailettes est plus petite (figure 3).

La chute de pression et la résistance thermique des ailettes dans ce cas est très grande par rapport aux autres cas ($Hb = 0.015 - 0.03$). Ceci signifie que le transfert thermique diminue lorsque la hauteur dépasse $Hb = 0.03m$.

Pour la résistance thermique et la chute de pression, les remarques faites pour la figure 5(Ga) restent valables pour la figure 5(b). On remarque aussi que lorsque le nombre des ailettes augmente, le diamètre hydraulique diminue et la résistance thermique augmente.

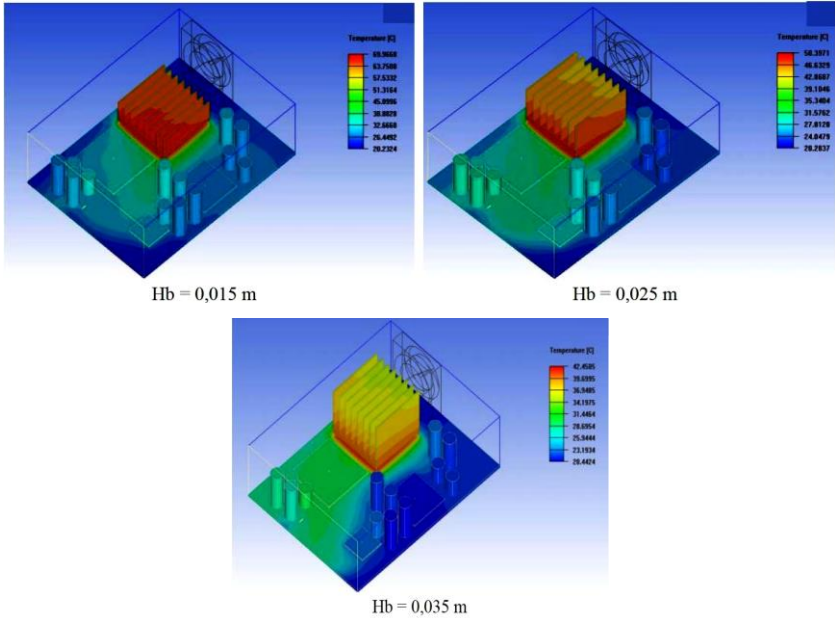


Fig. 4: Influence de la hauteur des ailettes Hb sur la distribution de la chaleur dans la cavité

La température maximale $T_{\max}$ au niveau du microprocesseur pour les différents nombres Nb et hauteurs d'ailettes Hb est montrée sur la figure 6. Ainsi, sur la figure 6(a), la valeur maximale $T_{\max}$ est obtenue pour une hauteur d'ailette $Hb = 0.01m$, et la valeur minimale $T_{\min}$ est obtenue pour une hauteur d'ailette $Hb = 0.035 m$. Ceci montre que le microprocesseur évacue mieux la chaleur lorsque la hauteur est plus grande.

La figure 6(b) montre que la valeur maximale $T_{\max}$ est obtenue dans le cas d'un nombre d'ailettes $Nb = 4$, et la valeur minimale est obtenue pour $Nb = 10$. Ceci montre que le microprocesseur évacue mieux la chaleur lorsque le nombre d'ailette est plus grand. On constate aussi que, lorsque la hauteur et le nombre d'ailettes augmentent, la température $T_{\max}$ diminue et le transfert de chaleur est plus significatif.

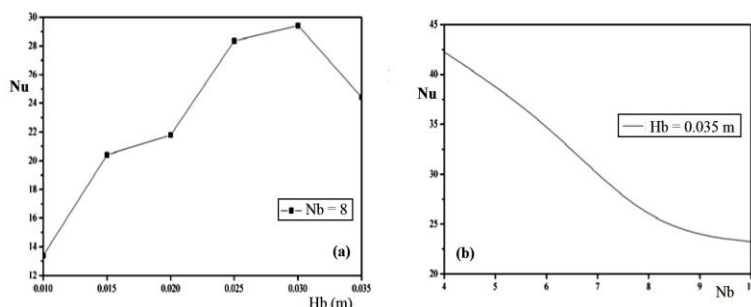


Fig. 5: Variation du nombre de Nusselt en fonction de (a) la hauteur d'ailette, (b) le nombre d'ailette

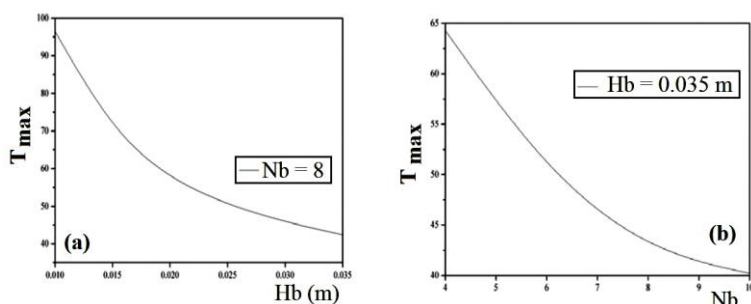


Fig. 6: Variation de la température maximale en fonction de (a) la hauteur d'ailette, (b) le nombre d'ailette

4. CONCLUSION

Le but de cette simulation était de montrer l'effet de la variation de la hauteur et du nombre d'ailettes du dissipateur de chaleur sur le refroidissement d'un microprocesseur placé dans une cavité. D'après les résultats obtenus, nous avons pu conclure que:

L'augmentation de la hauteur des ailettes améliore le refroidissement des composants les plus chauds. La résistance thermique des ailettes augmente lorsque la hauteur des ailettes sont plus grandes.

Le nombre d'ailettes influence la vitesse d'écoulement en tant qu'obstacle et provoque une chute de pression. Le transfert thermique diminue lorsque la chute de

pression augmente. Lorsque le nombre et la hauteur des ailettes augmentent, le microprocesseur est mieux refroidi.

REFERENCES

- [1] T.J. Young and K. Vafai, "*Convective cooling heated obstacle in a channel*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41: pp. 3131 - 3148, 1998.
- [2] H.W. Wu and S.W. Perng, "*Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in horizontal channel*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1217 – 1235, 1999.
- [3] S.H. Kim and N.K. Anand, "*Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface- mounted heat sources*" Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 38: pp 1 - 21, 2000.
- [4] W. Qu and I. Mudawar, "*Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks*", International Journal of Heat and Mass transfer, Vol. 45, pp. 3973 - 3985, 2002.
- [5] T. Icoz and Y. Jaluria, "*Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel*", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 48, pp. 831 - 847, 2005.
- [6] A. Bouttout and R. Bessaih, "*Steady and oscillatory natural convection air cooling of protruding thermal sources mounted in a rectangular enclosure*", Journal of Energy, Heat and Mass Transfer, Vol. 30, pp. 251 - 271, 2008.
- [7] D.B. Tuckerman and R.F.W. Pease, "*High-performance heat sink for VLSI*", IEEE Electron Devices Letters, Vol. EDL-2, pp. 126 - 129, 1981.
- [8] Lee Seri, "*Calculating Spreading Resistance in Heat Sinks*", Electronics Cooling, Vol. 4, N°1, pp. 30 - 33, 1998.
- [9] P. Teertstra, M.M. Yovanovich, J.R. Culham and T. Lemczyk, "*Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks*", Proceedings of 15th IEEE Semiconductor Thermal Measurement & Management Symposium, pp. 34 - 41, San Diego, CA, March 9-11, 1999.
- [10] C.K. Chou, Bor-Bin, Nelson, Dan and D.J. Chou, "*Thermal Behavior of Solder-Bonded and Adhesive Bonded Folded Fin Assemblies*", Proceedings of 16th IEEE Semiconductor Thermal Measurement & Management Symposium, pp. 33 - 41, San Jose, CA, March 21-23, 2000.