

Refroidissement de convertisseur électrique par convection naturelle

Saâd ZOUTENE^{1,2,3*}, Souad HARMAND^{1,2}, Laurent REMMERIE⁴, Tewfik BENZAOUZ³, Felice CARDARELLI⁴

¹Université Lille Nord de France, F 59000, Lille

²UVHC, TEMPO, F-59313 Valenciennes, France

³Alstom Transport, Valenciennes, France

⁴Alstom Transport, Charleroi, Belgium

*saad.zouitene@gmail.com

Résumé : Nous proposons dans cette étude l'analyse numérique de l'effet d'un flux de chauffage discontinu sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans un canal. L'objectif est de déterminer l'effet d'une distribution discrète de flux de chauffage sur le refroidissement de douze résistances représentant des composants électronique fixés sur une plaque d'aluminium verticale. Les résultats des simulations réalisées montrent que la distribution de flux de chauffage ainsi que la largeur du canal influencent remarquablement le transfert de chaleur.

Mots clés :

Transfert de chaleur, convection naturelle, simulation numérique, distribution discontinue de flux de chauffage.

1. Introduction

Beaucoup d'études ont traité la convection naturelle dans un canal ou le long d'une plaque verticale en raison de son utilisation fréquente dans l'industrie et les applications d'ingénierie telles que le refroidissement des équipements électroniques, les industries de transformation alimentaires, chimiques et métallurgiques, la conception des réacteurs nucléaires et l'énergie solaire passive pour le chauffage. La majorité de ces études s'intéressent à la convection naturelle due à une température ou un flux de chaleur imposés de façon continue. Nous proposons dans cette étude l'analyse de l'effet d'un flux de chaleur discontinu sur le refroidissement par convection naturelle.

Dans [1] les auteurs ont imposé une température non homogène le long de la paroi d'une plaque verticale. Ils ont analysé l'effet de cette condition d'entrée et ont montré que les forces de flottabilité sont localement affectées par l'inhomogénéité de la température imposée, et que le transfert de chaleur est considérablement influencé par la distribution de la température sur la paroi. Une étude numérique proposée en [2] pour étudier la convection naturelle dans un canal vertical d'un rapport d'aspect égale à 5 avec une ailette isotherme ou adiabatique de chaque coté du canal. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen dépend de la position des ailettes sur le canal. Pour les grandes valeurs du nombre de Rayleigh, plus les ailettes sont placées près de la sortie, plus le nombre de Nusselt moyen augmente. Les auteurs ont analysé numériquement dans [3] la convection naturelle dans un canal composé de deux parois verticales parallèles. Ils ont trouvé que le débit massique varie proportionnellement avec le nombre de Grashof basé sur la hauteur de la plaque chauffante et le rapport de forme du canal. En outre, ils ont trouvé que la température maximale de la paroi diminue avec l'augmentation du rapport de forme et du nombre de Grashof.

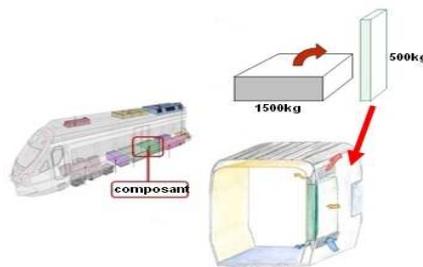


Figure 1 Position des composants dans le train

Dans cette étude, nous cherchons à analyser et optimiser le refroidissement de composants électroniques d'un train (figure 1). L'effet des composants électroniques est représenté par une distribution du chauffage discontinue. Nous analyserons aussi l'effet des dimensions du canal pour déterminer l'influence des parois du train sur le transfert de chaleur.

2. Modélisation

La convection naturelle dans un canal de hauteur h et de largeur d a été étudiée. Le but de ce travail est de déterminer l'influence de la distribution du flux de chauffage sur le transfert convectif. Trois configurations pour les composants électriques sont considérées, pour chacune d'entre elles, nous étudions en plus l'effet de la paroi du train (figure 2). La géométrie et le système de coordonnées sont présentés sur la figure 3. L'écoulement ainsi que le transfert de chaleur dans le canal ont été simulés à l'aide du logiciel "Comsol Multiphysics". La troisième direction perpendiculaire au plan d'étude est supposée être suffisamment longue pour que le problème soit considéré bidimensionnel.

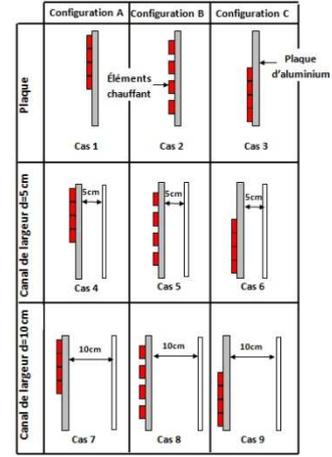


Figure 2 les cas étudiés

2.1. Formulation mathématique

Les propriétés physiques de la plaque d'aluminium et de l'air sont supposées homogènes et indépendantes de la température dans la gamme étudiée, sauf pour la densité de l'air qui est considérée comme une fonction linéaire de la température.

$$r_g = r_{g\infty} \left[1 - b_T (T - T_\infty) \right] \quad (1)$$

L'écoulement dans le canal est dû au seul effet de la flottabilité. L'air au voisinage de la plaque est initialement aux conditions ambiantes T_∞ et ρ_∞ . Un flux de chauffage ϕ constant et discontinu est imposé sur la face extérieure de la plaque d'aluminium. Dans la formulation actuelle, les équations de transfert sont écrites à l'état stationnaire pour chacun des domaines et les conditions aux limites sont fournies. Nous obtenons les équations suivantes:

Dans le solide

On suppose que la conductivité de la plaque d'aluminium est homogène et indépendante de la température, l'équation de la chaleur dans le milieu solide s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2)$$

Dans le gaz

L'écoulement est bidimensionnel et l'hypothèse de Boussinesq est admise. En outre, nous supposons que le transfert radiatif et la dissipation visqueuse sont négligeables. Ainsi, les équations de conservation à l'intérieur du canal s'écrivent :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$r_g \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + v \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + m_g \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4)$$

$$r_g \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + v \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + m_g \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + g r_g \left[1 - b_T (T - T_\infty) \right] \quad (5)$$

$$r_g \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + v \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{l_g}{r_g C p_g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (6)$$

2.2. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites hydrodynamiques utilisées dans cette étude sont (figure 3) :

$$u = v = 0 \text{ en } x = 0 \text{ et } x = L \text{ et } -h1 \leq y \leq H - h1 \quad (7)$$

$$u = v = 0 \text{ en } y = -h1 \text{ et } 0 \leq x \leq L \quad (8)$$

$$P_{y=H-h1} = P_{\infty} \quad (9)$$

Les équations (7), (8) traduisent les conditions de non glissement sur les parois solides du domaine. Les conditions aux limites thermiques sont comme suit:

Le flux de chauffage imposé sur la surface extérieure de la plaque d'aluminium est constant et discontinu :

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=-e} = j f(y) \quad (10)$$

$$\begin{cases} f(y) = 1 & \text{si } 0.15 \leq y \leq 0.25 ; 0.35 \leq y \leq 0.45 ; 0.55 \leq y \leq 0.65 ; 0.75 \leq y \leq 0.85 . \\ f(y) = 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = 0 \quad (11)$$

$$\text{Condition de continuité de flux : } -l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0, 0 \leq y \leq h} = -l_g \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0, 0 \leq y \leq h} \quad (12)$$

2.3. Le modèle numérique

Le domaine numérique (figure 3) se compose d'un sous domaine en bas du canal (1), du canal principal (2) contenant la plaque chauffante, un sous domaine en prolongation de la sortie du canal (3) et une extension pour la recirculation de l'air (4). Nous utilisons cette décomposition pour ne pas imposer de condition de vitesse à l'entrée du canal, cela garanti l'analyse de l'effet de la convection naturelle seul. Les parois du domaine sont assez éloignées pour ne pas influencer l'écoulement. Les dimensions des sous domaines (1), (3) et (4) ont été choisies de façon à ne pas influencer la variation de la température et de la vitesse dans le domaine.

Nous avons comparé l'évolution de la température maximale pour différentes dimensions des sous domaines en variant la longueur des sous domaines (1) et (3) et la largeur du sous domaine (4). Les tests ont montré que la solution devient indépendante des dimensions à partir d'une longueur du sous domaine (1) supérieure à h et une largeur du sous domaine (4) supérieure à $25d$.

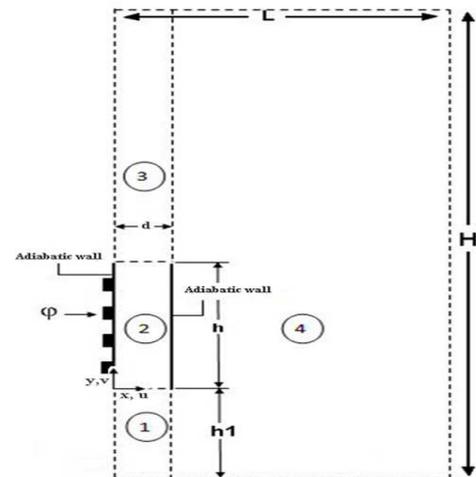


Figure 3 Géométrie et domaine numérique

3. Résultats et discussion

3.1. Modèle de validation

Les simulations ont été réalisées à l'aide du code commercial Comsol Multiphysics 4.2. Le code numérique a été validé en comparant avec les résultats numériques de Desrayaud et Lauriat [4]. Ils ont étudié la convection mixte de l'air dans un canal composé de deux plaques parallèles verticales et ont obtenu les profils de la vitesse verticale adimensionnelle (figure 4) ainsi que les profils de température dans le canal (figure 5) pour un nombre de Reynolds $Re = 300$ et un nombre de Grashof $Gr = 1,59 \cdot 10^5$. Les résultats des simulations de [4] sont en bon accord avec ceux de ce travail.

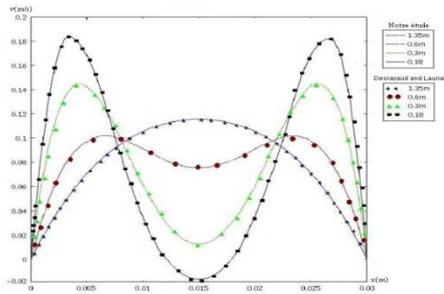


Figure 4 Comparaison des résultats numériques des profils de vitesse de l'air dans le canal avec les résultats de [4]

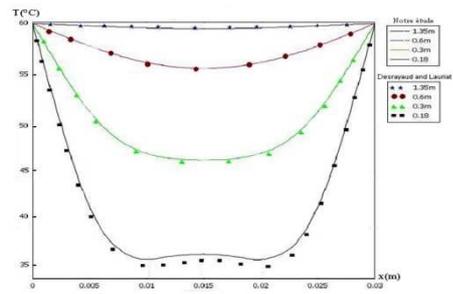


Figure 5 Comparaison des résultats numériques des profils de la température de l'air dans le canal avec les résultats de [4]

3.2. Effet des dimensions du canal et d la répartition des composants

Dans cette étude, nous analysons l'effet de la répartition des composants sur la plaque d'aluminium dans le cas d'une plaque libre, canal de largeur 5cm et de canal de largeur 10cm. Trois répartitions des composants ont été choisies : composants en haut de la plaque (configuration A), composants sur toute la longueur de la plaque (configuration B) et composants en bas de la plaque (configuration C). Neuf cas sont étudiés (figure 2).

3.2.1. Température de la paroi

Sur la figure 6, nous comparons l'effet de la largeur du canal pour chacune des configurations A, B et C. Ces résultats sont comparés avec la température d'une plaque soumise au même flux de chauffage mais en l'absence du canal. La conduite de largeur $d=10\text{cm}$ permet une amélioration du refroidissement de la partie inférieure de la plaque et dégrade légèrement l'efficacité du refroidissement de la partie supérieure. La largeur du canal influence remarquablement le transfert de chaleur. Nous constatons que pour les trois configurations A, B et C, la température atteint son maximum pour les cas 4, 5 et 6 (canal de largeur $d=5\text{cm}$). Le fait de baisser la largeur du canal influence de façon très significative le transfert de chaleur. La figures 7 permet d'analyser l'influence de la largeur du canal pour chacune des configurations A,B et C. La température croît lentement le long de la plaque pour la configuration B (cas 5 et 8). Nous remarquons la présence de pics de température pour les deux configurations A et C. La concentration des composants dans de petites zones favorise la création de points chauds. La configuration C (cas 6 et 9) permet un meilleur refroidissement de la partie supérieure de la plaque alors que la configuration A (cas 4 et 7) permet un meilleur refroidissement de la partie inférieure.

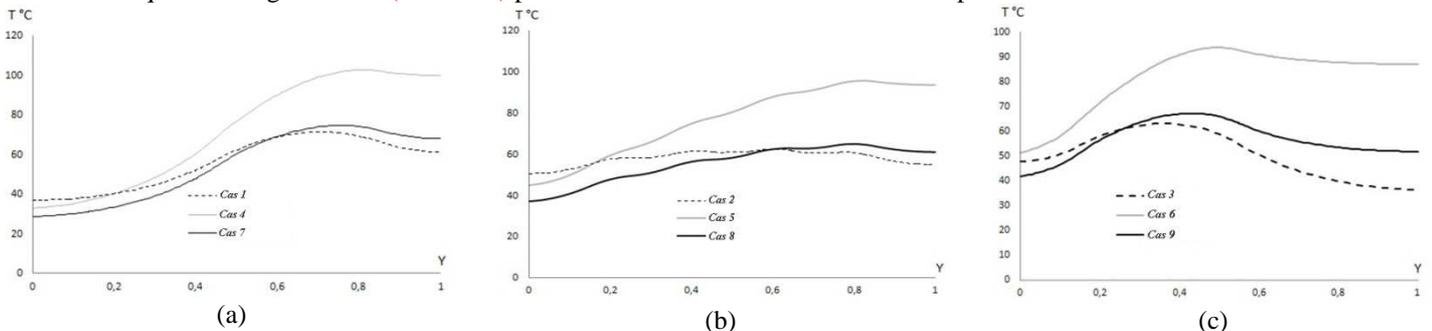


Figure 6 Comparaison des profils de température le long de la plaque pour différentes dimensions du canal (a) Configuration A (b) Configuration B (c) Configuration C

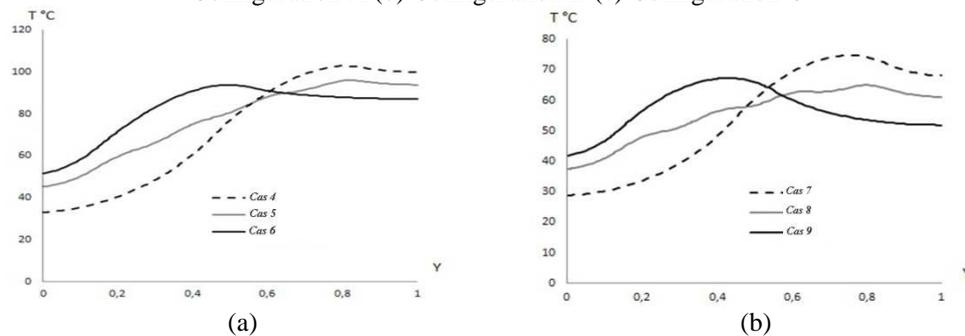


Figure 7 Profils de température le long de la plaque pour les configurations A, B et C (a) Pour un canal à $d = 5\text{cm}$ (b) Pour un canal à $d= 10\text{cm}$

3.2.2. Profils de vitesse de l'air

L'écoulement en convection naturelle dans le canal est laminaire à l'entrée en l'absence de perturbations, puis devient turbulent à proximité de la sortie en fonction de la géométrie et des paramètres thermiques. La figure 8 représente les profils de la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie des conduites de largeur $d = 5$ cm et $d = 10$ cm pour la configuration B (cas 5 et 8). Les résultats numériques montrent que les pics sont de plus en plus importants au voisinage de la sortie. L'amplitude de la vitesse est plus élevée pour le cas 8, cela explique les résultats obtenus pour les températures de la plaque. Pour le canal de largeur $d = 10$ cm, nous avons une accélération plus importante des particules de l'air à proximité de la plaque chauffée, l'épaisseur de la couche limite thermique est plus faible ce qui permet d'avoir un meilleur refroidissement.

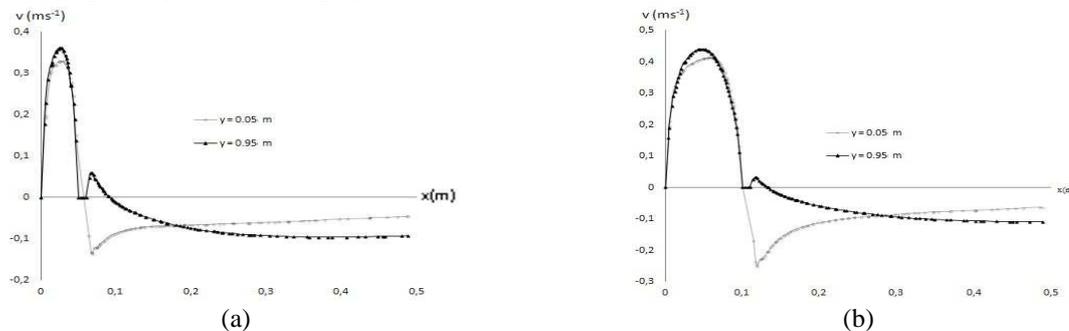


Figure 8: Profils de vitesse à l'entrée et à la sortie du canal (a) Cas 5 (b) cas 8

Conclusion

Nous avons analysé l'effet d'une répartition de flux discontinue sur la qualité du transfert de chaleur. Nous avons testé trois configurations et deux types de canal en fonction des dimensions. Nous avons trouvé que la répartition discontinue du flux de chauffage influence remarquablement le refroidissement de la plaque. Le fait de placer tous les composants sur la partie inférieure de la plaque permet d'assurer un meilleur transfert de chaleur. La largeur du canal joue aussi un rôle important et permet d'améliorer l'efficacité du refroidissement. Pour une faible largeur du canal ($d = 5$ cm), nous atteignons une température plus importante ($T_{\text{max}} = 106^{\circ}\text{C}$) comparée à celle obtenue pour le canal de largeur $d = 10$ cm ($T_{\text{max}} = 72^{\circ}\text{C}$). Les profils de vitesses expliquent ce résultat car le flux d'air est plus important dans le canal plus large et une meilleure évacuation de l'air chaud permet de refroidir la plaque efficacement.

Nomenclature

T	Température, K	g	Gas
g	Accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	∞	Condition ambiante
u, v	Composantes de la vitesse		
H, L	Hauteur et largeur du domaine de calcul m	<i>Symboles grecs</i>	
h	Hauteur de la plaque d'aluminium m	β_T	Coefficient d'expansion thermique, K^{-1}
d	Largeur du canal m	λ	Conductivité thermique, $kg.m^{-1}.k^{-1}$
h1	Hauteur du sous domaine de calcul 1 m	μ	Viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
		ρ	Densité, $kg.m^{-3}$
<i>Indices et exposants</i>		φ	Densité du flux de chauffage, $W.m^{-2}$
s	Solide	ν	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$

Références

- [1] M. Havet, D. Bay, Natural convection over a non-isothermal vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 3103-3112
- [2] G. Desrayaud, A. Fichera, Laminar natural convection in a vertical isothermal channel with symmetric surface-mounted rectangular ribs, *Intl. J. Heat and Fluid Flow* 23 (2002) 519-529
- [3] A. Andreozzi, A. Campo, O. Manca, Compounded natural convection enhancement in a vertical parallel-plate channel, *Intl. J. Thermal Sciences* 47 (2008) 742-748
- [4] G. Desrayaud and G. Lauriat, Flow reversal of laminar mixed convection in the entry region of symmetrically heated, vertical plate channels, *Int J. Thermal Sciences*. 48 (2009)