

Etude numérique des transferts de chaleur couplés dans une double paroi alvéolaire

M. Boukendil

LMFE, Département de Physique, Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia, B.P. 2390, Marrakech, Maroc

A. Abdelbaki

LMFE, Département de Physique, Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia, B.P. 2390, Marrakech, Maroc

Corresponding author. Tel.: +212-524-43-46-49 (post 489); Fax: +212-524-43-74-10. abdelbaki@ucam.ac.ma

Z. Zrikem

LMFE, Département de Physique, Université Cadi Ayyad, Faculté des Sciences Semlalia, B.P. 2390, Marrakech, Maroc, zrikem@ucam.ac.ma

Abstract

Numerical study of coupled heat transfers through double alveolar walls. This paper presents a numerical study of two dimensional heat transfers through the double alveolar walls used in the construction of building envelopes. The studied configuration is formed by two honeycomb walls separated by a vertical air layer. The vertical sides of the system are assumed to be isothermal and the horizontal surfaces are adiabatic. Equations governing natural convection in the different cavities of the system, radiation heat exchanges between the internal surfaces of cavities and heat conduction in the surrounding walls are solved using the control volumes method and the SIMPLE algorithm. The effects of the number of hollow bricks in the vertical walls and the air layer thickness on the global heat transfer through the system are studied for wide ranges of the dimensionless parameters governing the problem. These ranges correspond to practical values of both wall thickness and temperature difference between the vertical surfaces of the system. Finally, overall heat exchange coefficients of the double alveolar walls are derived based on the simulation results.

Keywords: Double alveolar walls / Coupled heat transfers / Conduction / Natural convection / Radiation / overall heat exchange coefficient / Numerical simulation.

Résumé

On étudie numériquement le transfert de chaleur bidimensionnel à travers les doubles murs alvéolaires utilisés dans les enveloppes du bâtiment. La configuration étudiée est formée par deux murs alvéolaires séparés par une lame d'air. Les faces verticales de la structure sont supposées isothermes et les surfaces horizontales sont considérées adiabatiques ou obéissantes à une condition de périodicité. Les équations qui régissent la convection naturelle dans les cavités, les échanges radiatifs entre les faces internes de celles-ci ainsi que la conduction dans les parois solides sont discrétisées par la méthode des volumes de contrôle et sont résolues par l'algorithme SIMPLE. Les effets du nombre de briques dans la direction verticale et de l'épaisseur de la lame d'air séparant les deux parois alvéolaires sur le transfert thermique horizontal à travers les systèmes considérés sont étudiés pour des plages importantes des paramètres adimensionnels caractéristiques du problème. Ces plages couvrent les différences de température et les épaisseurs des parois alvéolaires rencontrées dans la pratique. Enfin, des conductances thermiques globales pour les doubles murs alvéolaires sont déterminées en se basant sur les résultats de la simulation.

Mots clés : Double parois alvéolaires / Transferts thermiques couplés / Conduction / Convection naturelle / Rayonnement/ Conductance thermique / Simulation numérique.

1. INTRODUCTION

Ces dernières années, l'utilisation des façades doubles dans les nouveaux bâtiments est en pleine expansion au Maroc, en particulier. Une façade double est composée, en général, de deux parois alvéolaires (intérieure et extérieure) séparées par une lame d'air. Chaque paroi alvéolaire est construite par des briques creuses en béton ou en terre cuite. L'utilité de telles façades est la limitation du transfert de chaleur et par suite la contribution dans la réalisation du confort de manière naturelle et/ou la réduction de la consommation énergétique. Les transferts de chaleur au sein de ces parois se font aussi bien par conduction que par convection et rayonnement. Par conséquent, l'étude fine du comportement thermique de telles structures nécessite la résolution simultanée des équations traduisant les trois modes de transfert de chaleur.

La plupart des travaux effectués dans ce sens ont été consacrés à l'étude des effets de la conduction et/ou du rayonnement sur la convection naturelle dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée comme dans les études présentées dans les références [1–6]. Des revues bibliographiques sur ces sujets ont été présentées dans des travaux antérieurs ayant porté sur les transferts thermiques couplés dans les briques creuses en terre cuite, utilisés dans les murs verticaux [7,8], et les hourdis, utilisés dans les planchers [9]. Récemment, on a présenté une étude numérique détaillée sur le couplage entre les transferts thermiques dans une structure alvéolaire formée par deux rangées de trous séparées par une cavité verticale [11]. Il a été montré, en particulier, que le remplacement d'une rangée verticale d'alvéoles par une lame d'air permet de réduire considérablement les échanges de chaleur à travers la structure entière.

Dans le présent travail, l'étude précédente est étendue au cas d'un double mur formé par une cavité verticale séparant deux parois alvéolaires, extérieure et intérieure, à deux rangées d'alvéoles chacune. On étudiera, en détail, l'interaction entre les mécanismes de transfert de chaleur se développant par convection naturelle, conduction et rayonnement au sein des structures alvéolaires composant le système investigué. Les effets des dimensions (hauteur et épaisseur) de la cavité verticale sur le transfert thermique horizontal à travers le système considéré seront discutés. Les effets des paramètres adimensionnels gouvernant le problème seront étudiés pour des plages importantes de ces paramètres.

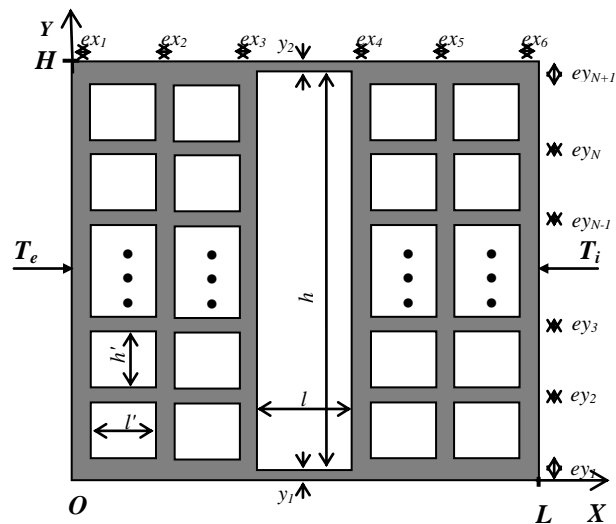


Figure 1: Schéma du double mur alvéolaire étudié.

2. MODELE MATHEMATIQUE

2.1. Description de la configuration étudiée

Le système étudié est schématisé sur la figure 1. Il est constitué par deux parois alvéolaires séparées par une lame d'air, d'épaisseur l et de hauteur h . Les alvéoles sont des petites cavités rectangulaires, d'épaisseur l' et de hauteur h' , entourées de partitions solides verticales, d'épaisseur ex_i ($1 \leq i \leq 6$), et horizontales d'épaisseurs ey_j ($1 \leq j \leq Ny+1$) où Ny le nombre total d'alvéoles dans la direction verticale. Les surfaces verticales gauche et droite de la structure sont supposées isothermes et sont portées respectivement aux températures T_e et T_i avec $T_i = 20^\circ\text{C}$. Les surfaces horizontales supérieure et inférieure sont considérées adiabatiques ou obéissantes à une condition de périodicité.

2.2. Equations du modèle

L'écoulement d'air dans les différentes cavités est supposé laminaire et le transfert de chaleur est bidimensionnel. Les faces internes des cavités sont considérées grises à émission et réflexion diffuses avec une émissivité $\varepsilon = 0.8$. En utilisant l'approximation de Boussinesq, les équations adimensionnelles régissant le mouvement du fluide et la conservation de l'énergie sont :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + P_r \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + P_r \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + R_a \cdot P_r \cdot \theta_a \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta_a}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta_a}{\partial X} + V \frac{\partial \theta_a}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_a}{\partial Y^2} \quad (4)$$

où (X, Y) sont les positions adimensionnelles, τ le temps adimensionnel, U, V, P, θ_a sont les variables sans dimension associées respectivement aux composantes de la vitesse de l'air, à la pression et à la température de l'air. Ces grandeurs adimensionnelles sont liées aux variables primitives par les relations :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad \tau = \frac{t \alpha_a}{L^2}, \quad U = \frac{uL}{\alpha_a}, \quad V = \frac{vL}{\alpha_a}, \quad P = \frac{p + \rho_0 g y}{\rho_0 (v_a / L)^2} \quad \text{et} \quad \theta_a = \frac{T - T_i}{T_e - T_i}$$

où ν_a et α_a sont respectivement la viscosité cinématique et la diffusivité thermique de l'air. R_a est le nombre de Rayleigh et P_r celui de Prandtl donnés par :

$$R_a = \frac{g \beta L^3 (T_e - T_i)}{\nu_a^2} P_r, \quad P_r = \frac{\nu_a}{\alpha_a}$$

L'équation adimensionnelle de la conduction de chaleur dans les parois solides est :

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_s} \cdot \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} \quad (5)$$

où θ_s est la température adimensionnelle du solide et α_s sa diffusivité thermique. Les conditions aux limites du problème sont :

* $U = V = 0$ sur toutes les parois solides

* $\theta_s(0, Y) = 1$ et $\theta_s(1, Y) = 0$ pour $(0 \leq Y \leq A = \frac{H}{L})$

* $\frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=A} = 0$ pour $(0 \leq X \leq 1)$: pour la condition d'adiabaticité

Ou

* $\theta_s(X, 0) = \theta_s(X, A)$ pour $(0 \leq X \leq 1)$: pour la condition de périodicité

A ces conditions s'ajoutent celles exprimant la continuité de température et du flux de chaleur aux interfaces fluide-solide, qui sont données par :

$$\theta_s(X, Y) = \theta_a(X, Y) \quad \text{et} \quad -\frac{\partial \theta_s}{\partial \eta} = -N_k \frac{\partial \theta_a}{\partial \eta} + N_r Q_r$$

où η est la coordonnée adimensionnelle normale à l'interface considéré et :

$$Q_r(r_k) = \varepsilon_k \left(1 - \frac{1}{G}\right)^4 \left(\theta_k(r_k) + \frac{1}{G-1}\right)^4 - \varepsilon_k \sum_{j=1}^4 J_j(r_j) dF_{ds_k-ds_j}$$

où $Q_r(r_k)$ est le flux radiatif net adimensionnel échangé par l'élément de surface ds_k situé en un point d'abscisse r_k sur la surface k , $dF_{ds_k-ds_j}$ est le facteur de forme entre les éléments ds_k et ds_j , ε_k est l'émissivité de la surface k ; G est le rapport des températures ($G = T_e/T_i$) et $J_j(r_j)$ est la radiosité de l'élément ds_j ; N_r est le nombre de rayonnement adimensionnel et N_k le rapport des conductivités :

$$N_r = \frac{\sigma T_e L^4}{k_s(T_e - T_i)} \quad \text{et} \quad N_k = \frac{k_a}{k_s}$$

Le flux thermique global adimensionnel qui traverse la structure est :

$$Q_a = -\frac{1}{A} \int_0^A \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \right)_{X=0} dY = -\frac{1}{A} \int_0^A \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \right)_{X=1} dY \quad (6)$$

Les équations du modèle sont discrétisées par la méthode des volumes de contrôle, et sont résolues par l'algorithme SIMPLE. Une étude d'optimisation a été faite sur les effets des pas de temps et d'espace utilisés dans la simulation. Cette étude a conduit au choix d'un maillage de 16×16 noeuds dans chaque alvéole, et de 5×6 dans les partitions solides. Le pas de temps adimensionnel utilisé varie entre 10^{-5} et 10^{-4} selon la valeur du nombre de Rayleigh et le critère de convergence est fixé à 10^{-4} pour toutes les variables ($f=U, V, P$ et θ).

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats présentés dans cette étude sont obtenus pour des structures ayant les dimensions géométriques (en cm) données dans le tableau 1 avec différentes largeurs de la lame d'air ($l=5\text{cm}$, 6.5cm , 8cm , 9.5cm , 12cm , 15cm ou 20cm). Les valeurs de H et h dépendent du nombre de briques dans la direction verticale et se calculent à partir des valeurs de ey_j , y_1 , y_2 , h et h' alors que les valeurs de L se calculent à partir de celles de ex_i , l et l' . Les parois solides sont en terre cuite de conductivité thermique $k_s=1\text{W/mK}$. Le nombre de rayonnement Nr dépend de $\Delta T=(T_e-T_i)$ qui prend des valeurs comprises entre 5°C et 40°C conformément aux conditions rencontrées dans la pratique. La conductivité thermique de l'air confiné dans les cavités est $k_a=0.026\text{W/mK}$ et le nombre de Prandtl est $Pr=0.71$. Ces données engendrent des variations des paramètres de contrôles R_a , N_r et G dans les gammes suivantes : $7.5 \times 10^6 \leq R_a \leq 2.3 \times 10^8$, $4.36 \leq N_r \leq 35.77$ et $1.017 \leq G \leq 1.137$.

l'	h'	ex_i	ey_1	ey_i	ey_n	y_1	y_2
3.5	3.5	1	1.5	1	1.5	0.5	0.5

Tableau 1 : Dimensions des systèmes étudiés (en cm).

3.1. Lignes de courant et isothermes

La figure 2 représente les lignes de courant (à gauche) et les isothermes (à droite) obtenues, pour une double paroi construite par 10 briques avec une lame d'air de largeur $l=5\text{cm}$ et une différence de température $\Delta T=40^\circ\text{C}$, en imposant la condition d'adiabaticité sur les parois horizontales. Les résultats de cette figure montrent que les structures de l'écoulement sont caractérisées par une seule cellule tournant dans le sens horaire aussi bien dans les petites alvéoles que dans la grande cavité. L'examen des lignes de courant dans les deux premières rangées verticales d'alvéoles montre que la taille de la cellule centrale décroît légèrement en se déplaçant de la cavité inférieure ($j=1$) vers celle située en haut de la structure ($j=40$), ce qui indique une faible diminution de l'intensité de l'écoulement dans ce sens. Cette situation est inversée pour les deux autres rangées verticales qui se trouvent à droite de la lame d'air. Ce phénomène peut être attribué à l'interaction entre les transferts convectifs et radiatifs. Pour l'intensité de l'écoulement dans la cavité centrale (lame d'air), les résultats de la simulation ont montré qu'elle croît rapidement en fonction de la différence de température ΔT . En effet, les valeurs obtenues de Ψ_{max} sont égales à 44.30, 101.27, et 128.68 respectivement pour $\Delta T=5^\circ\text{C}$, $\Delta T=20^\circ\text{C}$ et $\Delta T=40^\circ\text{C}$.

Concernant le champ des températures, la distorsion des isothermes dans les régions centrales des différentes cavités est due au caractère bidimensionnel du transfert de chaleur convectif. Ce caractère devient presque unidirectionnel aux milieux des parois solides séparant les cavités : les isothermes sont perpendiculaires à la direction principale du transfert de chaleur (direction ox). On constate en particulier qu'au voisinage des parois verticales de la grande cavité, le mouvement d'air est plus rapide et les gradients de température sont plus importants, ce qui entraîne un bon transfert de chaleur dans ces régions.

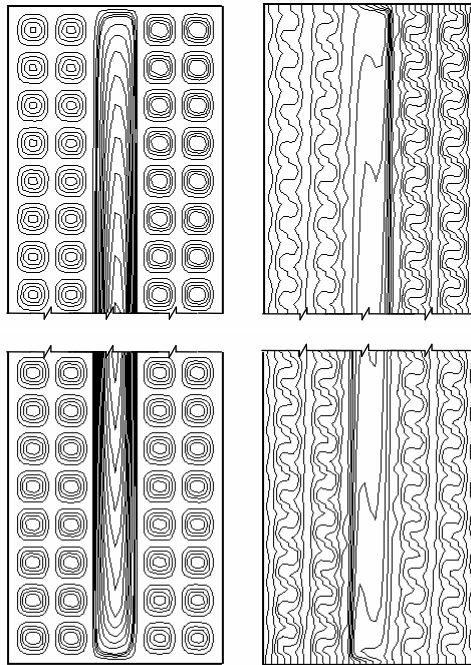


Figure 2 : Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) pour $l=5\text{cm}$ et $\Delta T=40^\circ\text{C}$.

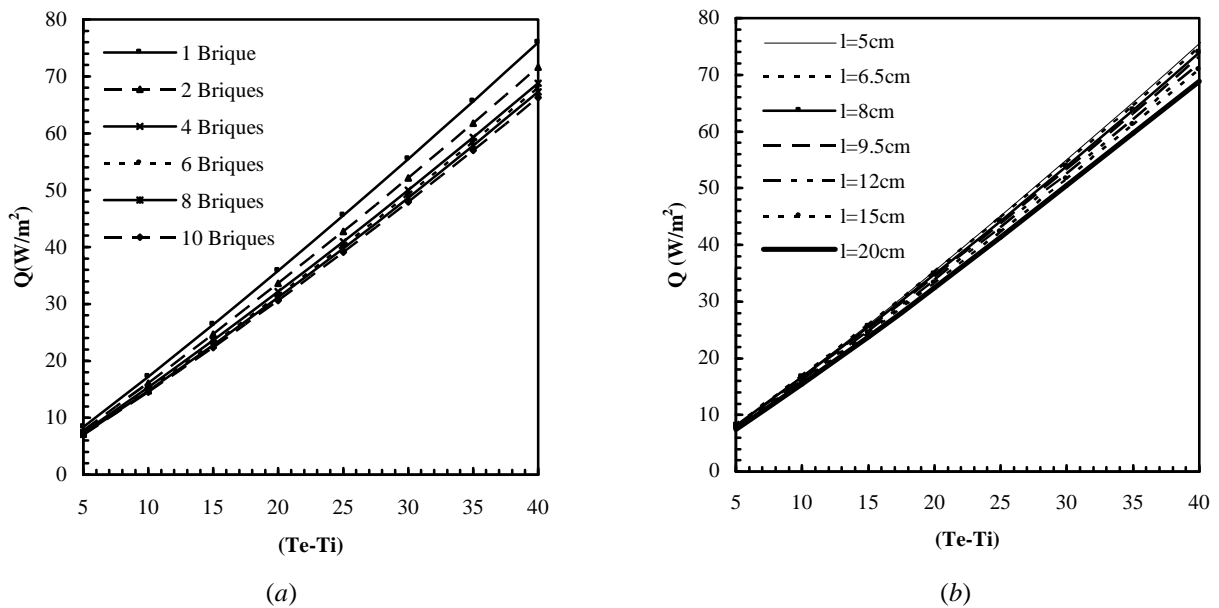


Figure 3 : Variation du flux de chaleur global en fonction de ΔT : (a) effet du nombre de briques, (b) effet de l'épaisseur de la lame d'air.

3.2. Effet du nombre de briques et de l'épaisseur de la lame d'air sur le transfert de chaleur

Afin d'examiner les impacts de la hauteur et de l'épaisseur de la lame d'air sur le transfert de chaleur global à travers le système étudié, les figures 3 (a) et (b) représentent les variations du flux de chaleur global par unité de surface de la structure, $Q(\text{W/m}^2)$, en fonction de ΔT , respectivement pour différents nombres de briques et différentes valeurs de l'épaisseur de la lame d'air ($l=5$; 6.5 ; 8 ; 9.5; 12; 15 et 20cm). La figure 3 (a) montre que le flux de chaleur global à travers la double paroi diminue considérablement quand le nombre de brique dans la direction verticale augmente. En effet, l'écart enregistré entre les flux obtenus est de l'ordre de 11% en passant d'une brique à quatre briques et de 6% en passant de quatre à dix briques. Soit, un écart d'environ 17% en passant d'une brique à 10 briques. Concernant l'effet de l'épaisseur de la lame d'air, les résultats de la figure 3 (b) montrent qu'il reste limité et ne dépasse pas 6.6% en passant de $l=5\text{cm}$ à $l=12\text{cm}$ ou de $l=12\text{cm}$ à $l=20\text{cm}$. Cependant, l'influence de l'épaisseur devient appréciable quand elle passe de $l=5\text{cm}$ à $l=20\text{cm}$. On tient à signaler la variation presque linéaire du flux de chaleur global Q en fonction de ΔT qui peut être expliquée par la prédominance des transferts de chaleur par conduction qui représentent plus que 60% du flux de chaleur global.

En tenant compte de ce comportement pseudo-linéaire de Q ($Q = ks \times \Delta T \times Q_a / L$) en fonction de ΔT , on peut déterminer des conductances thermiques globales U pour les doubles parois étudiées. Ces conductances permettent de calculer d'une manière simple et rapide le transfert de chaleur global traversant les parois : $Q = (U \times \Delta T)$. Ainsi, en se basant sur les flux calculés pour différents ΔT , on a déterminé les conductances moyennes en ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) pour des doubles façades qui diffèrent par le nombre de briques dans le sens vertical (Tableau 2).

Nombre de briques	1	2	4	6	8	10
$U (\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1})$	1.80	1.69	1.62	1.58	1.56	1.54

Tableau 2 : Valeurs des conductances thermiques.

4. CONCLUSION

L'analyse des champs de température dans des parois doubles en briques creuses avec une lame d'air a montré que le transfert de chaleur possède un caractère bidimensionnel très marqué dans les alvéoles et la grande cavité, alors que, dans les parois solides séparant les cavités, le profil de température est presque linéaire. Comme prévu, le flux de chaleur moyen à travers les structures étudiées diminue considérablement quand sa hauteur (nombre de briques dans la direction verticale) augmente. Malgré l'importance du rapport de forme de la lame d'air les transferts de chaleur conductifs restent prédominants comparativement à ceux par convection et rayonnement. Grâce à cette prédominance, la variation du flux de chaleur global à travers les doubles parois alvéolaires étudiées, en fonction de la différence de température entre ses faces, a été trouvée presque linéaire; ce qui nous a permis de déterminer des conductances thermiques globales qui permettent d'évaluer avec une bonne précision les transferts thermiques à travers de telles parois.

REFERENCES

1. Kim, D.M., Viskanta, R., Study of the effects of wall conductance on natural convection in differentially oriented square cavities, *J. Fluid Mech.* 144, 153–176, 1984.
2. Kim, D.M., Viskanta, R., Effect of wall heat conduction on natural convection heat transfer in enclosure, *ASME J. Heat Transfer.* 107, 139–146, 1985.
3. Balaji, C., Venkateshan, S.P., Interaction of surface radiation with free convection in a square cavity, *Int. J. Heat Fluid Flow* 14, 260–267, 1993.
4. Balaji, C., Venkateshan, S.P., Correlation for free convection and surface radiation in a square cavity, *Int. J. Heat Fluid Flow* 15, 249–251, 1994.
5. Akiyama, M., Chong, O.P., Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure, *Num. Heat Transfer, Part A* 31, 419–433, 1997.
6. Ramesh, N., Venkateshan, S.P., Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure, *J. Thermophys. Heat Transfer* 13, 299–301, 1999.
7. Abdelbaki, A., Zrikem, Z., Simulation numérique des transferts thermiques couplés à travers les parois alvéolaires des bâtiments, *Int. J. Thermal Sci.* 38, 719–730, 1999.
8. Abdelbaki, A., Zrikem, Z., Haghghat, F., Identification of empirical transfer function coefficients for a hollow tile based on detailed models of coupled heat transfers, *Building and Environment* 36, 139–148, 2001.
9. Ait-Taleb, T., Abdelbaki, A., Zrikem, Z., Numerical simulation of coupled heat transfers by conduction, natural convection and radiation in hollow structures heated from below or above, *International Journal of Thermal Sciences* 47, 378–387, 2008.
10. Boukendil, M., Abdelbaki, A., Zrikem, Z., Numerical study of coupled heat transfers through a vertical cavity with alveolar walls, *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE)* 5, 98–102, 2008.