

Transferts thermiques couplés dans les planchers alvéolaires chauffés par le haut

T. Ait-Taleb

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

Coupled heat transfers in the alveolar floors heated from above. The aim of this work is to study numerically the two dimensional heat transfer through the hollow blocks used in the construction of building roofs. Equations governing conduction heat transfers, natural convection and radiation exchange are discretised by the control volumes method and solved by the SIMPLE algorithm. Results of streamlines contours, isotherms and global heat flux, are presented for building roofs completely heated from above. The percentages of contribution of each heat transfer process in the overall heat flux through these systems are calculated. For this considered situation, overall thermal conductances are determinate based on the simulation results obtained for practical temperature differences.

Keywords: Hollow blocks; Heat conduction; Natural convection; Radiation; Heating from above; Study state regime; Overall heat exchange coefficients; Numerical study.

Résumé

Dans ce travail, on étudie numériquement le transfert de chaleur bidimensionnel à travers les hourdis utilisés pour la construction des plafonds des bâtiments. Les équations qui régissent les transferts conductifs, convectifs et radiatifs sont discrétisées par la méthode des volumes de contrôle et sont résolues par l'algorithme SIMPLE. Les résultats, en terme de lignes de courant, des isothermes et des flux de chaleur globaux, sont présentés pour des planchers chauffés totalement par le haut. Les pourcentages de contribution de la convection, de la conduction et du rayonnement dans le flux thermique global à travers ces systèmes sont calculés. Pour cette situation de chauffage considérée, des conductances thermiques globales sont déterminées en se basant sur les résultats de la simulation pour les différences de température rencontrées dans la pratique.

Mots Clés : Structures alvéolaires; Conduction; Convection naturelle; Rayonnement; Chauffage par le haut; Régime permanent; Conductances thermiques; Etude numérique.

1. INTRODUCTION

Les structures alvéolaires sont très utilisées actuellement pour la construction des murs verticaux (briques creuses) et des planchers (hourdis), en raison des avantages qu'elles présentent sur les plans matériel et énergétique. En effet, ces structures sont, en général, moins pesantes et permettent une

réduction importante des échanges de chaleur entre le bâtiment et son environnement. L'étude numérique efficace du comportement thermique de telles structures doit prendre en compte l'existence simultanée des transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement.

Des revues bibliographiques exhaustives sur les travaux ayant traité le couplage entre les différents modes de transfert de chaleur dans les cavités et les structures alvéolaires ont été présentés dans des études antérieures [1-5]. Les travaux [1] et [2] étaient consacrés à l'étude des transferts thermiques couplés dans les murs verticaux alvéolaires en vue de générer des coefficients caractéristiques qui permettent d'estimer de manières simples et rapides les échanges de chaleur à travers de tels murs. Récemment, ces travaux ont été étendus avec succès aux cas des planchers alvéolaires construits par des hourdis ayant une alvéole dans la direction verticale [3,4,5].

Les dernières études étaient focalisées sur le cas où les hourdis considérés sont chauffés par le bas, alors que dans les structures alvéolaires, l'échange de chaleur dépend non seulement de la direction du chauffage (horizontale ou verticale) mais aussi du sens de ce chauffage (vers le bas ou vers le haut). En outre, dans la pratique, la température à l'intérieur du local peut être inférieure comme elle peut être supérieure à celle de l'extérieur et ce à cause des changements climatiques horaires. D'où la nécessité d'étudier la situation où les planchers alvéolaires, à une ou deux rangées d'alvéoles, sont chauffés par le haut. Ceci fait l'objet du présent travail.

2. MODÈLE MATHÉMATIQUE

La figure 1 représente un hourdis, à deux alvéoles dans la direction verticale (oy) dont les parois horizontales sont maintenues isothermes, conformément aux hypothèses souvent adoptées pour les planchers du bâtiment, alors que les faces verticales sont adiabatiques. L'écoulement d'air dans les cavités internes 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 ε .

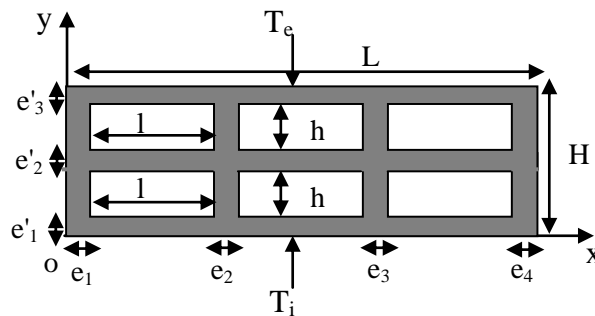


Figure 1. Schéma représentatif d'un hourdis à deux alvéoles suivant la direction (oy).

En utilisant l'approximation de Boussinesq, les équations adimensionnelles régissant son

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

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

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

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

où U , V , P et θ_a sont les variables adimensionnelles associées respectivement aux composantes u et v de la vitesse, à la pression p et à la température T_a de l'air. Ces grandeurs adimensionnelles sont liées aux variables primitives par les relations suivantes:

$$X = \frac{x}{H} ; Y = \frac{y}{H} ; \tau = \frac{t \alpha_a}{H^2} ; U = \frac{u H}{\alpha_a} ; V = \frac{v H}{\alpha_a} ;$$

$$P = \frac{p + \rho_0 g y}{\rho_0 (\nu_a / H)^2} \text{ et } \theta_a = \frac{T - T_i}{T_e - T_i}$$

R_a étant le nombre de Rayleigh et Pr celui de Prandtl donnés par :

$$Ra = \frac{g \beta H^3 (T_e - T_i)}{\nu_a^2} \cdot Pr, \quad Pr = \frac{\nu_a}{\alpha_a}$$

où, ν_a est la viscosité cinématique de l'air et α_a sa diffusivité thermique. L'équation adimensionnelle de la conduction de chaleur dans les parois solides entourant les cavités est :

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

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

- * $U=V=0$ sur toutes les parois solides
- * $\theta_s(X,0) = 0$ et $\theta_s(X,1) = 1$ ($0 \leq X \leq L/H$)
- * $\left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \right|_{X=0} = \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \right|_{X=L/H} = 0$ ($0 \leq Y \leq 1$) pour la condition d'adiabaticité

A ces conditions s'ajoutent celles exprimant la continuité de température et du flux de chaleur aux interfaces fluide-solide et 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 la surface considérée.

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

$Q(r_k)$ étant 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 adimensionnel caractérisant le rapport des échanges thermiques radiatifs aux transferts conductifs et N_k le rapport des conductivités thermiques du fluide et du solide qui sont définis par:

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

où σ est la constante de Stephan – Boltzmann.

Le flux thermique global adimensionnel qui traverse la structure est :

$$Q_a = -\frac{H}{L} \int_0^{\frac{L}{H}} \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \right)_{Y=0} dX = -\frac{H}{L} \int_0^{\frac{L}{H}} \left. \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \right)_{Y=1} dX \quad (6)$$

Les équations précédentes sont discrétisées par la méthode des différences finis basée sur l'approche des volumes de contrôle, et résolues par l'algorithme SIMPLE en utilisant un schéma en loi de puissances. Afin d'accélérer la convergence des solutions, les équations gouvernantes sont résolues sous leur forme instationnaire. Le code de calcul a été testé et validé avec des résultats fiables dans la littérature. En effet, les résultats produits par le présent code dans le cas d'une cavité carrée chauffée par le bas sont confrontés dans le tableau 1 à ceux issus d'une étude numérique réalisée par Heinrich et Strada [6] sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans des enceintes rectangulaires inclinées. La comparaison, dans des cas limites, des nombres de Nusselt moyen obtenus pour un rapport de forme $A=1$, un angle d'inclinaison $\alpha = -90^\circ$ et des nombres de Rayleigh égaux à 10^4 et 10^5 témoigne d'un excellent accord entre les résultats des deux études. Les déviations maximales sont de l'ordre de 0,5% pour $Ra = 10^4$ et 0,7% pour $Ra = 10^5$. De même, les résultats en termes de la fonction de courant maximale Ψ_{\max} et du nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude sont comparés avec ceux trouvés par Lakhali et al. [7] dans une étude sur la convection naturelle au sein d'une cavité carrée chauffée par le bas. Pour $Ra = 10^5$, la différence entre les résultats des deux études est inférieure à 3%. Alors que pour $Ra = 10^6$, cette différence atteint 4% pour Nusselt moyen

et 6,4% pour Ψ_{\max} . Enfin, si nous comparons nos résultats avec ceux de Hamady et al. [8] en terme de Nusselt, la différence enregistrée n'excède pas 3%.

Ra	Strada et Heinrich [6]	Lakhal et al. [7]	Hamady et al. [8]	Présent code
10^4	Nu=2,153	-----	-----	Nu=2,164
1.5×10^4	-----	-----	Nu=2,34	<i>Nu=2,321</i>
5.6×10^4	-----	-----	Nu=3,78	Nu=3,675
10^5	Nu=3,888	Nu=4,00	Nu=4,01	Nu=3,917
	-----	$\Psi_{\max}=25,9$	-----	$\Psi_{\max}=25,1$
1.1×10^5	-----	-----	Nu=4,50	Nu=4,282
2.1×10^5	-----	-----	Nu=5,60	Nu=5,512
10^6	-----	<i>Nu=6,91</i>	-----	Nu=6,702
	-----	$\Psi_{\max}=75,0$	-----	$\Psi_{\max}=73,2$

Tableau 1. Résultats comparatifs de Nusselt moyen et de la fonction de courant dans le cas d'une cavité chauffée par le bas.

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats présentés dans ce travail sont obtenus pour des hourdis construits en béton léger de conductivité thermique $k_s=0,5\text{W/mK}$ et ayant des alvéoles de longueurs $l=13\text{cm}$ et de hauteurs $h=3,5\text{cm}$, 7cm ou 10cm . Les épaisseurs des parois solides sont $e_i=2,5\text{cm}$ et $e'_j=2\text{cm}$. La différence de température $\Delta T=(T_e-T_i)$ prend des valeurs comprises entre 1°C et 30°C conformément aux conditions rencontrées dans la pratique. Pour l'air confiné dans les cavités, le nombre de Prandtl est $Pr=0,71$ et la conductivité thermique est $k_a=0,026\text{W/mK}$. Les surfaces internes des cavités absorbent 90% du rayonnement thermique incident à (émissivité $\varepsilon=0,9$). Les maillages non uniformes adoptés sont de 80×20 , 80×30 et 80×40 nœuds. Ces maillages sont serrés près des parois et relâchés à l'intérieur des cavités, et ils ont conduit à une précision très satisfaisante. Le pas de temps adimensionnel utilisé est de l'ordre de 10^{-3} . Le critère de convergence est égal à 10^{-4} .

3.1. Lignes de courant et isothermes

La figure 2 illustre les lignes de courant (en haut) et les isothermes (en bas) obtenues pour une différence de température $\Delta T=15^\circ\text{C}$ pour des d'hourdis à une seule alvéole dans la direction verticale ($N_y=1$) de rapport de forme $A_c=(h/l)\approx 1/4$ et $A_c\approx 1$. L'analyse du champ de température montre que le transfert de chaleur se fait principalement par rayonnement. En effet, les isothermes sont presque des droites parallèles dans les cavités (champs de température horizontalement stratifiés). Les petites distorsions des isothermes au niveau des parois solides verticales sont dues à la différence entre les conductivités thermiques des milieux solide et fluide. Au niveau des lignes de courant, les petites cellules de recirculation qui apparaissent dans les cavités sont dues à des écoulements de faible

intensité ($\Psi_{max} \approx 0,72$) résultant des gradients de température créés par conduction et par rayonnement aux coins des différentes cavités. Le rapport de forme des alvéoles $A_c = h/l$ n'affecte pas la nature de l'écoulement. En effet, les particules d'air en contact direct avec la surface supérieure des différentes cavités, chauffés par conduction sont les plus légères, et par suite leurs mouvements, sous forme de petits tourbillons, restent limités au voisinage des parois actives, et ce quel que soit le rapport de forme des alvéoles.

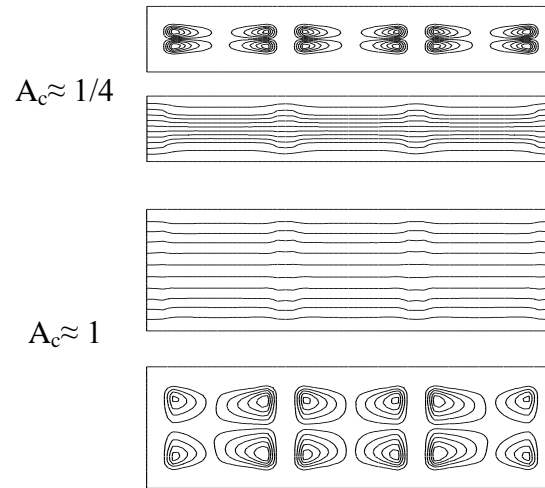


Figure 2. Lignes de courant (en haut) et isothermes (en bas) obtenues avec $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ pour $A_c \approx 1/4$; et $A_c \approx 1$.

Pour une différence de température $\Delta T = 15^\circ\text{C}$, la figure 3 présente les lignes de courant et les isothermes obtenues pour un hourdis à deux alvéoles dans la direction (oy) $N_y = 2$ et de rapport de forme $A_c \approx 1/4$, chauffé par le haut. On constate que les structures de l'écoulement dans les différentes alvéoles sont semblables et que dans chaque cavité la nature de cet écoulement est formée d'une paire de cellules opposées de faibles intensités avec apparition des petits tourbillons aux coins. Ce comportement indique que le fluide chauffé par le haut ou refroidi par le bas a tendance à circuler juste au voisinage des parois actives. Les profils de température sont linéaires aussi bien dans le solide que dans le fluide.

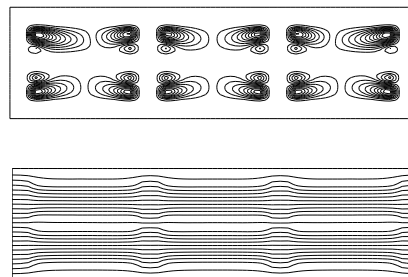


Figure 3. Lignes de courant et isothermes obtenues avec $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ pour l'hourdis à deux rangés d'alvéoles ($N_y = 2$) et $A_c \approx 1/4$.

3.3. Transfert de chaleur

Afin d'estimer la contribution des trois modes de transfert de chaleur dans le flux thermique global à travers un toit alvéolaire, on doit calculer le flux transféré par chaque mode aux niveaux des interfaces entre l'air et le solide. Ainsi, les valeurs moyennes des flux conductif, convectif et radiatif au niveau de la surface horizontale inférieure de l'hourdis sont exprimées respectivement par les formules suivantes:

$$Q_{\text{cond}} = -\frac{H}{e_1} \int_0^{\frac{e_1}{H}} \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX - \frac{H}{ex_2} \int_0^{\frac{(e_1+e_2+1)}{H}} \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX - \frac{H}{ex_3} \int_0^{\frac{(e_1+e_2+e_3+2l)}{H}} \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX - \frac{H}{ex_4} \int_0^{\frac{L}{H}} \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX \quad (7)$$

$$Q_{\text{conv}} = -\frac{H}{l} N_k \left[\int_0^{\frac{e_1}{H}} \frac{\partial \theta_a}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX + \int_0^{\frac{e_1+e_2+2l}{H}} \frac{\partial \theta_a}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX + \int_0^{\frac{L-e_4}{H}} \frac{\partial \theta_a}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_0} dX \right] \quad (8)$$

$$Q_{\text{rad}} = \frac{H}{l} N_r \left[\int_0^{\frac{e_1}{H}} Q_r(X) dX + \int_0^{\frac{e_1+e_2+2l}{H}} Q_r(X) dX + \int_0^{\frac{L-e_4}{H}} Q_r(X) dX \right] \quad (9)$$

La contribution de chaque mode est calculée en divisant le flux correspondant par le flux de chaleur global moyen traversant la structure (équation (6)). Les pourcentages des trois modes de transferts conductifs, convectifs et radiatifs en fonction de ΔT pour les différents types d'hourdis étudiés sont donnés dans le tableau 2. L'analyse des résultats de ce tableau, montre que la conduction vient en premier lieu avec un pourcentage de l'ordre 70% qui diminue légèrement en fonction de ΔT . En deuxième lieu, il y a le rayonnement avec une contribution de l'ordre de 25%. Pour la convection, sa contribution est négligeable et n'excède pas 8%. On note, également, lorsque ΔT augmente les pourcentages des échanges radiatifs et convectifs augmentent au détriment du transfert de chaleur par conduction.

ΔT (°C)	% pour l'hourdis ($A_c \approx 1/4$)			% pour l'hourdis ($A_c \approx 1/2$)			% pour l'hourdis ($A_c \approx 1$)		
	Q_{cond}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{cond}	Q_{conv}	Q_{rad}	Q_{cond}	Q_{conv}	Q_{rad}
5	77,77	1,42	20,81	77,18	0,61	22,21	76,16	1,09	22,75
10	76,83	1,9	21,27	76,14	1,2	22,66	74,991	1,799	23,21
20	74,7	2,83	22,47	71,99	3,3	24,71	69,19	4,49	26,32
30	70,9	5,3	23,8	67,92	5,7	26,38	64,69	7,69	27,62

Tableau 2. Contributions de Q_{cond} , Q_{rad} et Q_{conv} dans Q_a pour des hourdis chauffés par le haut

La prédominance de transfert conductif, qui a un caractère linéaire, permet de générer des coefficients d'échanges globaux caractéristiques de ces structures en régime permanent. Ces coefficients sont les conductances thermiques globales U permettant d'estimer, d'une manière simple et rapide le flux

global moyen (Q) traversant chaque structure en fonction de la différence de température entre ces faces (ΔT) à l'aide de la relation suivante: $Q = U \cdot \Delta T$.

Les conductances thermiques générées pour les différents hourdis considérés sont données dans le tableau 3. Ces conductances sont utilisées par la suite pour l'estimation des flux de chaleur à travers les planchers. Ces flux sont comparés sur la figure 4, pour des d'hourdis à une seule alvéole dans la direction verticale ($N_y=1$), avec ceux de base calculés à l'aide du code numérique (flux simulés). On constate que ces conductances permettent d'évaluer avec une bonne approximation les transferts thermiques à travers ces structures. En effet les écarts maximaux entre les flux estimés en utilisant U et ceux de base (simulés) ne dépassent pas 3,9%. On constate, également, que les valeurs de U diminuent considérablement quand le rapport de forme des cavités A_c augmente. En effet, la différence relative entre les valeurs de U est d'environ 19,6% entre $A_c \approx 1/4$ et $A_c \approx 1/2$ et 27,8% entre $A_c \approx 1/4$ et $A_c \approx 1$.

Rapport de forme des hourdis	$U_h (W/m^2 K)$
$A_c \approx 1/4$	3,92
$A_c \approx 1/2$	3,15
$A_c \approx 1$	2,83
$A_c \approx 1/4$ (avec $N_y=2$)	2,36

Tableau 3. Conductances thermiques globales pour les différents types d'hourdis chauffés par le haut.

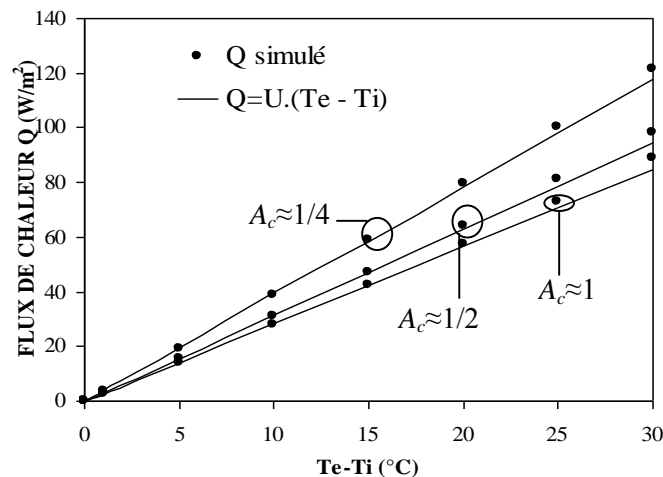


Figure 4. Comparaison des flux calculés par le code de simulation avec ceux estimés à l'aide des conductances thermiques moyennes pour des d'hourdis à une seule alvéole dans la direction verticale ($N_y=1$).

Sur la figure 5, on compare les flux de chaleur moyen Q (en W/m^2) obtenus en fonction de ΔT pour un plancher à une seule alvéole dans la direction verticale ($N_y=1$) avec celui traversant un plancher à deux alvéoles dans cette direction ($N_y=2$) et de rapport de forme $A_c \approx 1/4$. Comme prévu, on constate que la quantité obtenue pour $N_y=2$ est nettement inférieure à celle obtenue pour $N_y=1$. En effet, la nouvelle conductance thermique $U_h = 2,36 W/m^2 K$ est inférieure d'à peu près de 39,7% à celle trouvée pour l'hourdis de rapport de forme $A_c \approx 1/4$ ayant une seule alvéole dans la direction verticale

($U_h=3,92\text{W/m}^2\text{K}$). Ainsi, les hourdis à $N_y=2$ permettent une réduction importante du transfert de chaleur entre l'intérieur et l'extérieur du toit.

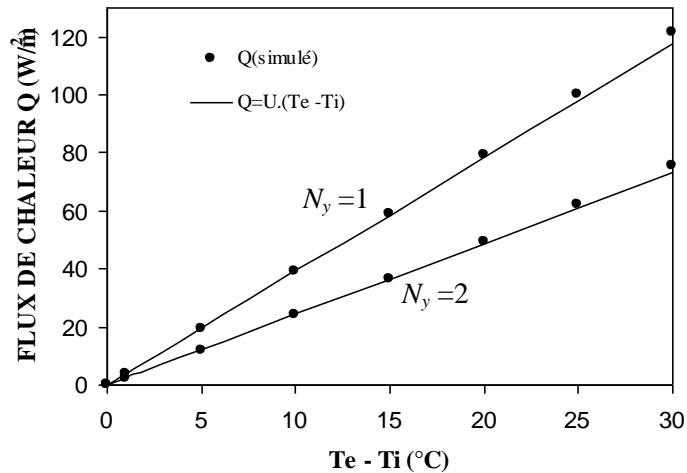


Figure 5. Variations du flux de chaleur en fonction de ΔT pour des hourdis de rapport de forme $A_c \approx 1/4$, $N_y=1$ et $N_y=2$.

4. CONCLUSION

Les résultats de la simulation ont montré que le transfert de chaleur à travers les planchers alvéolaires chauffés par le haut se fait principalement par conduction et rayonnement. L'intensité de l'écoulement au sein des différentes alvéoles est très faible et elle n'est pas affectée par le rapport de forme de ces alvéoles (A_c). L'évaluation de la contribution des trois modes d'échange de chaleur a montré une prédominance des transferts conductifs qui représentent plus que 70%. Le comportement presque linéaire du flux de chaleur global a permis la détermination des conductances thermiques globales utiles pour l'estimation des transferts thermiques à travers les hourdis chauffés par le haut. Comme prévu, les hourdis à deux alvéoles dans la direction verticale permettent une réduction considérable du transfert de chaleur entre l'intérieur et l'extérieur du plancher.

5. REFERENCES

1. Abdelbaki, A., Zrikem, Z., 'Simulation numérique des transferts thermiques couplés à travers les parois alvéolaires des bâtiments'. Int. J. of Thermal Sciences, Vol.38, PP. 719-730, 1999.
2. 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, Vol. 36 PP.139-148, 2001.
3. Ait-taleb, T., Abdelbaki, A., Zrikem, Z., 'Coupled heat transfers trough building roofs formed by hollow concrete blocks'. Int. Scientific J. for Alternative Energy and Ecology, Vol. 6, PP.30-34, 2008.

4. Ait-Taleb, T., Abdelbaki, A., Zrikem, Z., 'Transfer function coefficients for time varying coupled heat transfers. Application to hollow concrete brick'. Building Simulation Journal, Vol. 1, pp. 303-310, 2008.
5. 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'. Int. J. of Thermal Sciences, Vol. 47, issue 4, PP. 378-387, 2008.
6. Strada, M. et Heinrich, J.C., 'Heat transfer rates in natural convection at high Rayleigh number in rectangular enclosure: A Numerical study' Numerical Heat Transfer, Vol. 5. PP. 81-93, 1982.
7. Lakhal. E. K., Hasnaoui. M, Bilgen, E., Vasseur, P., 'Convection naturelle dans une cellule carrée chauffée périodiquement par le bas : Etude numérique', Revu. Gén.therm. fr., N°392-393, PP. 480-485, 1994.
8. Hamady F.J., Lloyd J.R., Yang H.Q., Yang K.T., 'Study of local natural convection heat transfer in an inclined enclosure'. Int. J. Heat Mass Trans. Vol. 32 1697-1708, 1989.