

Effet d'un simple vitrage sur le comportement thermique d'un local muni d'une structure à isolation variable

Lajimi Nour, Noureddine Boukadida

Laboratoire d'énergie et de matériaux, ESSTHsousse, Rue Lamine Abbassi 4011 Hammam Sousse, Tunisie

nourlajimi@yahoo.fr, noureddine.boukadida@gmail.com

Résumé : Pour réduire la consommation énergétique d'un local soumis à des conditions météorologiques, un modèle numérique basé sur la méthode nodale a été développé. Il permet d'étudier le comportement thermique d'un local muni de parois à isolation variable constituées chacune d'une cavité comportant des lamelles inclinées en bois par rapport l'horizontale à laquelle on a ajouté sur la face extérieure un simple vitrage et ce pour les orientations les plus ensoleillées (Est, Sud, Ouest). Les résultats montrent l'effet de cette paroi sur le comportement thermique d'un local.

Mots clés : énergie solaire-habitation-stockage énergie-convection-transfert thermique

1.Introduction

Les travaux effectués sur l'étude des transferts thermiques dans des cavités sont divers. Abdelbaki et Zrikem [1] se sont intéressés à l'étude des transferts de chaleur bidimensionnels à travers des structures alvéolaires utilisées pour la construction des parois des bâtiments. Ils se sont focalisés sur les effets du rayonnement sur la convection naturelle dans les alvéoles et sur le transfert de chaleur global à travers la structure pour différents écarts de température et pour différentes épaisseurs des parois alvéolaires rencontrées dans la pratique. Ces travaux ne sont pas nombreux puisque le sujet est relativement récent. Boukadida N. et Vullierme J.J [2] ont étudié une application d'une structure à effet diode au chauffage et à la climatisation. Les simulations numériques ont permis de comparer le comportement d'un local muni de cette structure sur les faces Est, Sud, Ouest et ceux d'autres locaux classiques à forte ou faible inertie thermique ayant des parois à isolation fixe. Les résultats ont montré que la structure a bien un comportement de type diode surtout dans une application de type chauffage. L. Boukhattem et al. [3] ont étudié numériquement des transferts de chaleur bidimensionnels à travers un bâtiment pour un nombre de Rayleigh variant de $5 \cdot 10^9$ jusqu'à $2.5 \cdot 10^{10}$ et les effets du nombre de rayonnement (N_r) et du rapport de température γ sur le transfert de chaleur par convection et sur le flux de chaleur global traversant le bâtiment. Les résultats montrent que les transferts convectifs à l'intérieur du bâtiment sont atténués en fonction de N_r et le transfert thermique global à travers l'habitat étudié croît en fonction de ce paramètre. Les résultats trouvés montrent que ce paramètre γ à une influence remarquable sur la convection naturelle et sur le transfert de chaleur global traversant la paroi verticale gauche du bâtiment étudié. M. Boukendil, et al. [4] ont étudié numériquement le transfert de chaleur bidimensionnel couplé par conduction, convection et rayonnement à travers une brique creuse formée par deux parois alvéolaires séparées par une lame d'air. La surface verticale extérieure de la structure est soumise à une sollicitation thermique $T_e(t)$. 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. Les valeurs moyennes de la fonction de courant dépendent de l'amplitude de la température excitatrice alors que pour le flux de chaleur $Q_i(t)$. L'émissivité affecte considérablement le flux de chaleur global traversant la structure, ainsi que la fonction de courant

2- Présentation du problème à étudier

Les travaux sur le comportement thermique des locaux munis de structure à isolation variable sont rares. Ce travail constitue une étude sur l'effet d'une paroi dont l'isolation est variable suivant le sens du flux de chaleur sur le comportement thermique d'un local dont le volume est 300 m³. Chacune des parois orientée respectivement sur les faces Est, Sud, Ouest est constituée de l'extérieur vers l'intérieur :

- d'un simple vitrage (cavité rectangulaire dont l'écartement est de (4mm)
- d'une première couche en bois (2cm)

- d'une cavité inclinée remplie d'air, dont le rapport de forme est 1 et l'angle d'inclinaison de 60° par rapport à l'horizontale
 - d'une seconde couche en bois (2cm)
- le plancher est choisi de forte inertie alors que le plafond est constitué d'une couche en béton (6cm)

3. Modèle mathématique

Notre propos n'est pas d'établir un modèle mathématique complet et précis prenant en compte la complexité d'un bâtiment et des transferts de chaleur y existant (gain direct, occupant, etc) mais de tester uniquement l'influence de la structure et du simple vitrage sur le comportement thermique global d'un local et sur les bilans énergétiques

3-1 Equation de bilan

$$(mc)_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1, n} C_{i, j} (T_j - T_i) + \sum_{j=1, n} K_{i, j} (T_j^4 - T_i^4) + P_i \quad (1)$$

3.2 Hypothèses

- Les transferts de chaleur par conduction sont unidirectionnels,
- L'air est considéré comme un gaz parfaitement transparent,
- Les propriétés thermo- physiques des matériaux utilisés sont constantes,
- Le flux solaire incident est uniforme sur toute la face,
- La capacité calorifique de la vitre est faible compte tenu de leur faible volume
- La température de l'air intérieur du local est uniforme,
- La participation énergétique de l'occupant est négligeable

3.3 Conditions aux limites thermiques

3.3.1 Conditions extérieures

- Condition sur les températures : Pour les températures extérieures, nous avons utilisé dans nos calculs les températures moyennes heure par heure pour chaque mois de l'année, extraites de la station météorologique de Sousse.
- Coefficient d'échange convectif : Le coefficient de transfert convectif traduisant l'échange entre la face extérieure d'une paroi et l'air, est supposé uniforme, $11 \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pour chaque face verticale et $14 \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pour la face horizontale.
- Flux solaire : Nous avons considéré un flux solaire englobant le rayonnement direct et le rayonnement diffus, calculé heure par heure pour le 15^{ème} jour type du mois.

3.3.2 Conditions intérieures

- Condition sur les températures : La température est variable en fonction du temps et évolue en fonction des températures des parois
- Coefficient d'échange global au niveau de la cavité rectangulaire: On a défini un coefficient d'échange global entre la paroi chaude et la paroi froide qui s'exprime par :

$$h_g = h_c + h_r \quad (2)$$

Avec: h_{cv} est le coefficient d'échange convectif ($\text{w/m}^2\text{k}$) exprimé par la corrélation suivante :

$$h_{cv} = 0.046(9.81(T_C - T_F)/T_m v^2)^{1/3} \lambda + 1 \quad (3)$$

h_{ra} est le coefficient d'échange radiatif ($\text{w/m}^2\text{k}$) entre la vitre et l'absorbeur défini par :

$$h_{cv} = \sigma \varepsilon (T_v + T_a) (T_v^2 + T_a^2) \quad (4)$$

Coefficient d'échange global au niveau des cavités inclinées (alvéoles) : Nous avons opté pour la corrélation englobant la convection et le rayonnement, déterminée expérimentalement par Boukadida N. et Vullierme J.J. [2] :

$$h_t = \gamma (\Delta T)^{0.25} \quad (5)$$

γ : Coefficient qui dépend du sens de passage de la chaleur, de l'angle d'inclinaison et de la nature des faces des lamelles (faiblement ou fortement émissives). Nous avons retenu 60° avec des lamelles fortement émissives). γ prend la valeur 2.950 dans le sens passant et 1.388 dans le sens isolant.

- Coefficient d'échange convectif entre les faces intérieures et l'air intérieur : les corrélations moyennes classiques de type Nusselt en fonction des nombres de Grashof et de Prandtl : $Nu = A.(Gr.Pr)^B$ sont retenues. Pour une face verticale $A=0.11$ et $B=0.33$, pour le plafond $A=0.27$ et $B=0.25$ et pour le plancher $A=0.14$ et $B=0.33$.

3.3 Méthode de résolution

Le système précédent (1) est composé de n équation du type :

$$F_i(T_1, T_2, \dots, T_n) = 0$$

Ce système n'est pas linéaire en T_i à cause des termes en T_i^4 ; on suppose qu'il existe une solution approchée T_1, T_2, \dots, T_n .

Les équations précédentes peuvent s'écrire :

$$F_i(T_1 + \Delta T_1, T_2 + \Delta T_2, \dots, T_n + \Delta T_n) = 0$$

En développant en série de TAYLOR limitées au premier ordre, il vient :

$$F_i(T_1, T_2, \dots, T_n) + \Delta T_1 \left(\frac{\partial F_i}{\partial T_1} \right)_{T_1, T_2, \dots, T_n} + \dots + \Delta T_n \left(\frac{\partial F_i}{\partial T_n} \right)_{T_1, T_2, \dots, T_n} = 0$$

On obtient donc un système linéaire, cette fois-ci en ΔT_i

Une fois que le système d'équation est linéarisé en faisant un développement de Taylor, c'est la méthode implicite qui a été retenue pour calculer les températures. Elle consiste à exprimer T_i en fonction de $T_j + \Delta t$, cette méthode est stable, on peut donc choisir des incréments d'espace et de temps. Un calcul itératif est ensuite effectué à chaque pas de temps jusqu'à l'obtention de la solution au critère de convergence près (0.1 °C). A chaque itération, on recalcule les coefficients d'échanges convectifs intérieurs et ceux du transfert dans les alvéoles verticales et inclinées qui dépendent des températures des parois et des propriétés thermophysiques. Les sollicitations correspondent à des conditions thermiques périodiques sur 24 heures, le calcul est répété sur un nombre de périodes suffisant de manière à obtenir un régime périodique établi. Le critère de convergence retenu entre les valeurs à 24 heures, pour deux itérations successives, est de 0.05 °C. Une étude préliminaire a montré que le pas de temps peut être limité à une heure.

- L'équation (1) contient plusieurs termes que nous devons calculer tels que :
- Le flux solaire absorbé à l'instant t par le nœud i :
- La masse calorifique du nœud i :
- Le coefficient de couplage radiatif entre les nœuds i et j
- Le coefficient d'échange C_{ij} conductif (respectivement convectif) entre les nœuds i et j

4. Résolution numérique

La méthode numérique utilisée est la méthode nodale :

- Qui permet de découper le système à étudier en plusieurs éléments, dont chacun est représenté par un nœud placé au centre, chaque nœud est affecté par une température moyenne et une masse calorifique de l'élément
- Chaque paroi comprend 7 nœuds thermiques (4 nœuds pour la paroi extérieure et 3 nœuds pour la paroi intérieure), le milieu est compris entre les deux parois (isolation ou cavité verticale ou structure à lamelles), ainsi le modèle est découpé en 44 nœuds

5. Resultats et discussion

Sur les figures 1 et 2 nous avons porté l'évolution en fonction de l'heure de la densité de flux de chaleur global (direct + diffus) reçu sur les différentes faces pour le 15^{ème} jour type du mois. Cette évolution dépend de plusieurs facteurs: le jour, le mois, la hauteur du soleil, l'azimut, la déclinaison, etc). Il est remarquable que le maximum varie en fonction de l'orientation des faces. Le matin, le flux est élevé sur la face Est et faible sur la face Ouest inversement l'après midi.

Sur la figure 3 nous avons tracé l'évolution de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur, mesurées à l'aide de la station météorologique de Sousse. Malgré que ces mesures réelles sont locales

dans le temps, elles montrent des évolutions logiques. On remarque que l'évolution de la température et de l'humidité relative possède un comportement cyclique, l'amplitude thermique entre la période diurne et la période nocturne est sensible. On constate aussi que l'humidité relative atteint un maximum pendant la période diurne et un minimum durant la période nocturne, la température est moins élevée lorsque l'humidité relative est importante et inversement.

La figure 4 montre l'évolution du coefficient de transfert convectif dans la structure alvéolaire sans vitrages pour les faces (E, S, O), nous avons remarqué que ce coefficient convectif est faible pendant la période nocturne ($2\text{wm}^{-2}\text{k}$) et important pour la période diurne ($4\text{wm}^{-2}\text{k}$) d'où le phénomène de diode apparaît.

La figure 5 illustre l'évolution du coefficient de transfert convectif dans la structure alvéolaire avec vitrages pour les faces (E, S, O). A la vue des différentes courbes, on constate que l'évolution de coefficient convectif suit la densité de flux solaire sur les différentes faces et respecte les mêmes lois de symétrie, le coefficient convectif augmente de l'ordre 60% par rapport au cas où on a considéré que la structure est sans vitrage.

Sur la figure 6, nous avons représenté l'évolution de la température moyenne de l'air intérieur en fonction des mois de l'année. Comme il est illustré, cette température est plus élevée pour un local avec vitrage. Le vitrage semble être rentable pendant la saison froide et à la limite pendant l'intersaison pour une application type habitat ou administrative et rentable durant toute l'année pour une application de type séchage par exemple.

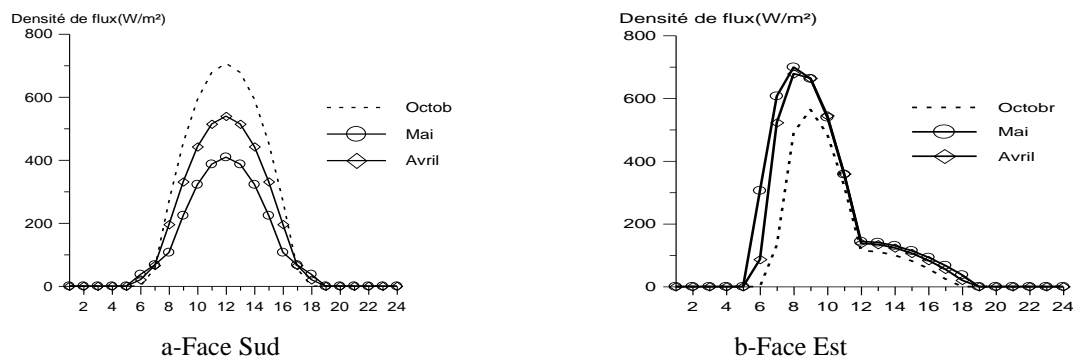


Fig. 1: Evolution horaire de la densité de flux solaire incident sur les faces Sud et Est

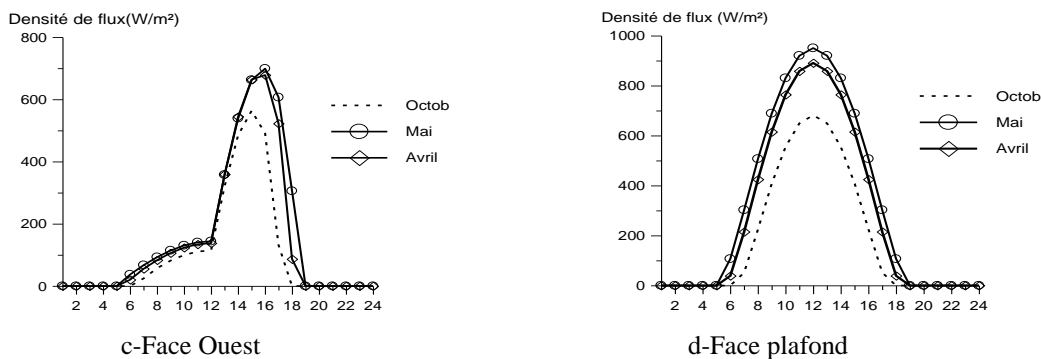


Fig. 2: Evolution de la densité de flux solaire incident sur les faces Ouest et plafond

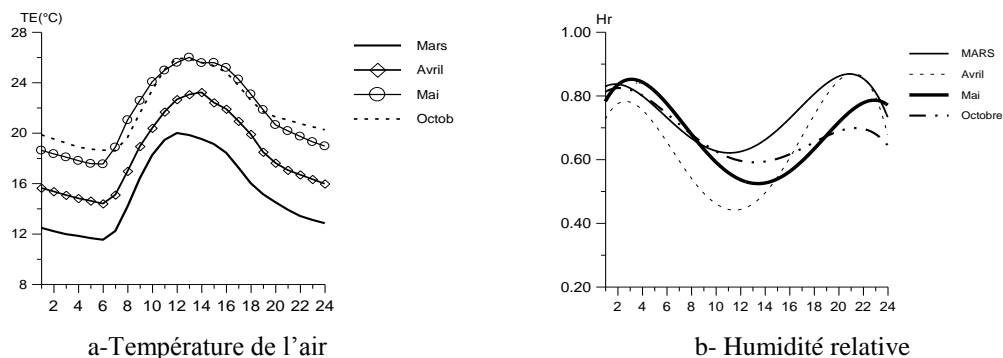


Fig. 3: Evolution horaire de la température et d'humidité relative météorologiques

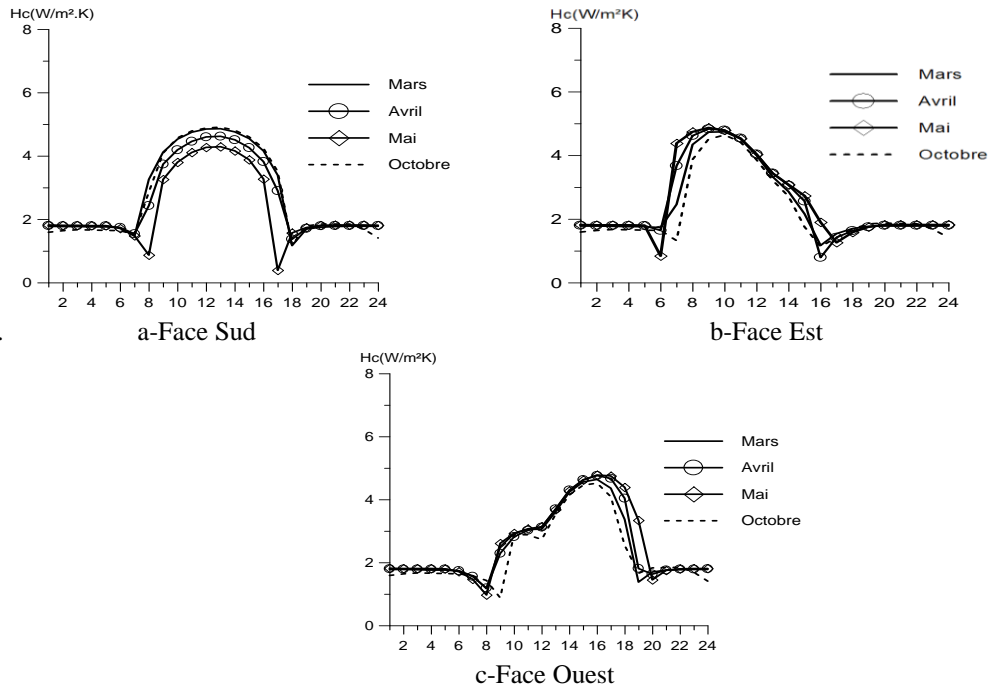


Fig.4: Evolution du coefficient de transfert convectif dans la structure alvéolaire sans vitrages(E,S,O)

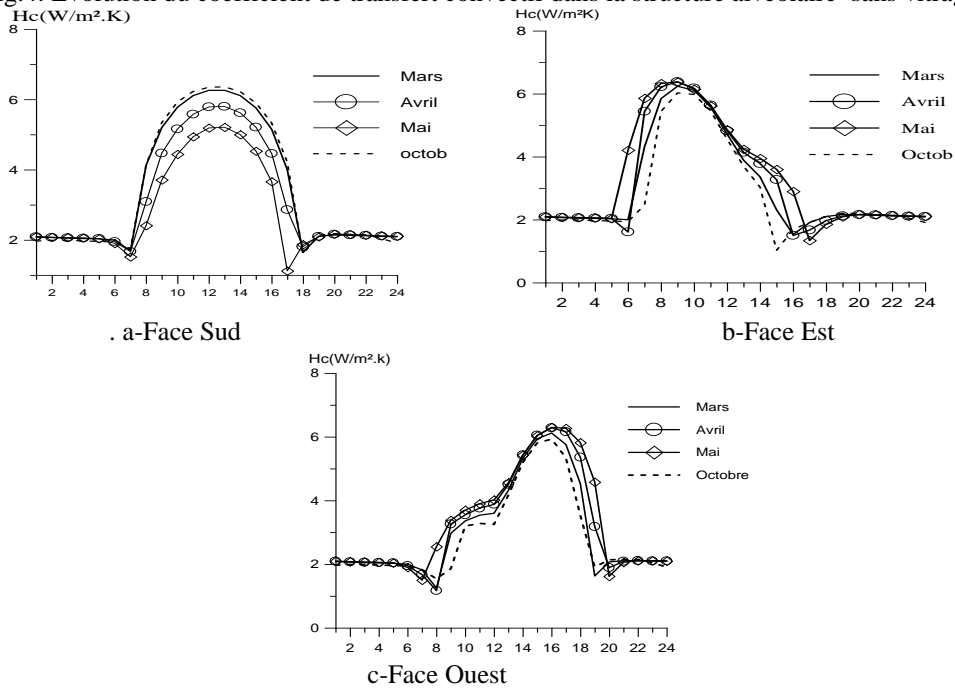


Fig. 5 : Evolution horaire du coefficient de transfert convectif dans la structure alvéolaire avec vitrages(E,S,O)

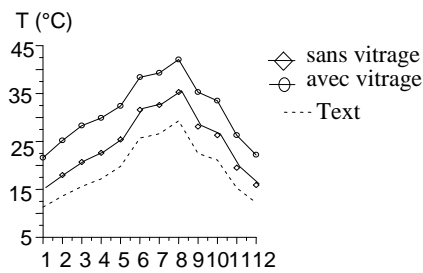


Fig. 6.Effet du nombre des capteurs sur la température moyenne de l'air intérieur

6. Conclusion

Cette étude a montré l'effet d'un simple vitrage sur les coefficients de transfert convectif dans les alvéoles constituant des parois à isolation variable d'un local de 300m³ de volume. L'étude a montré principalement que le coefficient convectif dans l'alvéole augmente de l'ordre 60% par rapport au cas où on a considéré un local dépourvu du simple vitrage sur les faces les plus ensoleillées (Est, Sud et Ouest). L'effet du simple vitrage sur le comportement thermique d'un local muni d'une structure alvéolaire permet d'économiser d'énergie de chauffage.

Références bibliographique

[1] Abdelbaki A., Zrikem Z., Simulation numérique des transferts thermiques couplés à travers les parois alvéolaire des bâtiments, *Int. J Thermal science (1999)*, pp.719-730, thèse N° 134, Université de Poitiers, France.

[1] Boukadida N. et Vullierme J.J., Application of the structure with effect diode in the heating and in the solar air conditioning of a local. *Entropie, Créteil, FRANCE (1965-2002) (Revue)*, vol. 38, no 242, pp. 32-43 [12 page(s) (article)] (19 réf.)

[3] L. Boukhattem, A. Bendou, H. Hamdi, R. Rousse Effets du nombre de rayonnement et du rapport de température sur les transferts couples de chaleur a travers un bâtiment. *Revue Internationale D'héliotechnique n° 44 (2012) 35-42*

[4] M. Boukendil, A. Abdelbaki, Z. Zrikem Étude numérique des transferts de chaleur couplés dans une paroi alvéolaire soumise à une excitation sinusoïdale *Revue de Mécanique Appliquée et Théorique Vol. 2, 4. 337-346 (2011)*.

Nomenclature

- (mc) La capacité calorifique , J.K⁻¹
C Coefficient de couplage conductif et/
ou convectif, WK⁻¹
T Température, K
P Flux solaire absorbé à l'instant , W
K Coefficient de couplage radiatif ,WK⁻⁴
Ti La température à l'instant t, K

Symboles grecs

- λ Conductivité thermique de l'air ,W /mK
 ν Viscosité cinématique de l'air , m²/s

Indices

- C Paroi chaude
F Paroi froide
m Moyenne entre les parois
i,j Nœuds