

Amélioration du confort d'été dans les bâtiments à ossature bois grâce à l'intégration d'un Double Mur Interne, Inerte et Ventilé pendant la nuit

Gilles Fraisse¹, Raphaël Boichot¹, Bernard Souyri¹

¹ LOCIE

Polytech'Savoie, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget du Lac,
gilles.fraisse@univ-savoie.fr

RESUME. En France, les maisons à ossature en bois représentent environ 5 % des maisons individuelles. Même si la construction bois présente de nombreux atouts sur le plan environnemental (fixation du CO₂, matière première renouvelable, déchets de chantier réduits, énergie grise faible ...), les maisons à ossature bois sont néanmoins pénalisées par leur faible inertie. Un dispositif de refroidissement, de préférence peu consommateur d'énergie, doit être prévu pour assurer un confort thermique optimum lors des périodes les plus chaudes.

Cette étude vise à étudier la faisabilité d'un système améliorant le confort d'été dans les maisons à ossature bois en utilisant un Double Mur Interne, Inerte et Ventilé pendant la nuit (DMIIV). L'idée est d'obtenir une inertie supérieure (limitation des pics de température) et de sur-ventiler la nuit la lame d'air située au milieu de la paroi de façon à obtenir un refroidissement « actif » (utilisation d'un ventilateur). Le DMIIV constitue ainsi un mur rafraîchissant. Si de nombreuses études sur la sur-ventilation nocturne existent, la sur-ventilation de parois avec lame d'air interne est en revanche très peu abordée. Une première partie de cette étude a permis d'étudier l'impact du DMIIV sur le confort des occupants dans une maison à ossature bois. La modélisation du DMIIV est réalisée de façon simplifiée grâce à l'analogie électrique en supposant les coefficients d'échanges constants pour une vitesse d'air donnée. Parallèlement, une modélisation CFD des écoulements en convection forcée au sein du DMIIV a permis d'étudier finement l'effet de refroidissement et le gain obtenu grâce à la mise en place d'obstacles..

MOTS-CLÉS : ventilation nocturne, CFD, confort thermique.

ABSTRACT. This work is included in a global project with the aim of studying the feasibility of a mean to improve summer comfort in wood-frame houses (characterized by a weak thermal inertia), by using a Ventilated (during the night) Internal Double Wall with a high thermal inertia (VIDW). The idea here is to increase thermal inertia of the house (limitation of temperature peaks) and to evacuate actively heat during the night with a mechanical ventilation system. So the VIDW is an active refreshing wall. Numerous studies about night ventilation have been conducted, but the active ventilation between double wall with thermal inertia have produced few studies. Compared to classical active ventilation, this system has many advantages : the air circulates along the wall (efficient valorisation of thermal inertia), the system is independent from the air renewal rate and disadvantages of classical night ventilation are suppressed (intrusion risks, pollution from external air and noise). On the other hand, the refreshing efficiency must be demonstrated.

The first part of the project was to evaluate the impact of VIDW on the thermal comfort for people living in a timber-frame house. The second part concerns the detailed study of flows in forced convection inside the VIDW using Fluent. The idea is to evaluate if the heat transfers between walls and air are improved by adding baffles or obstacles connected to the wall.

KEYWORDS : night ventilation, CFD, thermal comfort.

1. INTRODUCTION

De nombreuses études ont été réalisées sur le potentiel de rafraîchissement lié à la sur-ventilation nocturne des locaux. Les résultats indiquent généralement une baisse de la température intérieure de 2 à 3°C en fonction de l'inertie du bâtiment, du débit d'air (4 à 10 vol/h en général) et des températures

nocturnes (IEA, 2000) (Pfafferott, 2003) (Geros, 1999). Un suivi expérimental d'immeuble de bureaux en Belgique a montré que la ventilation nocturne naturelle est plus efficace que le puits canadien (Breesch, 2005).

Parmi les solutions avec paroi ventilée, un système (désigné ThermoDeck) de circulation d'air dans un plancher a été développé dans les années 70 par deux ingénieurs suédois (Wachenfeldt, 2003). Le système utilise le plancher à la fois comme composant de structure et comme moyen de refroidissement et de distribution d'air grâce à un réseau de circulation d'air sous forme de tubes au sein de la structure du plancher. En été, les ventilateurs permettent de faire circuler l'air extérieur pendant la nuit au sein du plancher. Pendant la journée, l'air peut être refroidi avant d'être injecté dans le plancher. Un autre système de refroidissement (CoolDeck) consistant à faire circuler l'air entre le faux-plafond et la dalle afin d'utiliser « l'inertie cachée » est décrit dans (Barnard, web). La nuit, l'air extérieur est introduit à l'intérieur par la fenêtre grâce à des ventilateurs. Des ventilateurs situés dans le faux-plafond font circuler l'air pour refroidir la structure. La journée, le ventilateur du faux-plafond fonctionne de façon à refroidir l'air intérieur. Des mesures expérimentales ont montré que l'écart de température intérieure avant et après la mise en place du système est d'environ 3-4°C avec un débit d'air de 6 vol/h.

Si le matériau bois est aidé par une image associée à des qualités environnementales, il est défavorisé lorsqu'il s'agit du confort d'été en raison de la très faible inertie des maisons à ossature bois. L'utilisation d'un double mur interne inerte et ventilé (DMIIV) permet d'améliorer le confort thermique en été grâce d'une part à l'augmentation de l'inertie thermique, et d'autre part au refroidissement obtenu grâce à une ventilation nocturne du mur interne. Nous avons étudié l'amélioration du confort d'été et la consommation énergétique grâce à l'optimisation dynamique multi-critère. Nous avons également amélioré les transferts entre l'air et chacun des deux murs grâce à la mise en place de chicanes. Nous avons eu recours à une modélisation de type CFD (Fluent) pour étudier les écoulements d'air en convection forcée au sein de la lame d'air.

2. REFROIDISSEMENT GRACE A LA SUR-VENTILATION NOCTURNE DU DMIIV

2.1. PRESENTATION DE LA CONFIGURATION RETENUE

Nous avons retenu le principe de fonctionnement présenté sur la figure 1. En été, le refroidissement du bâtiment est obtenu en injectant l'air extérieur dans le DMIIV pendant la nuit. A la sortie du DMIIV, l'air est rejeté à l'extérieur. Le DMIIV est composé de deux murs en béton (épaisseur 10cm).

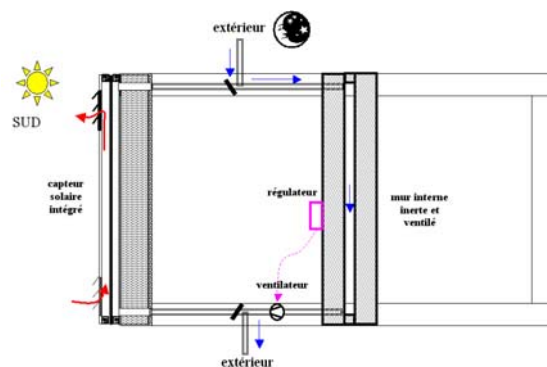


Figure 1 : Principe de fonctionnement en été pour le refroidissement du bâtiment.

La maison étudiée est une grande maison à ossature bois de 5 chambres située à Carpentras. La surface habitable est de 212m². Nous avons considéré huit DMIIV distincts. La maison est modélisée en 13 zones avec le modèle de bâtiment multizone de TRNSYS (TYPE 56). A la place du refend, nous avons mis en place le DMIIV (noté DM1 sur la figure 2) au rez-de-chaussée entre le séjour et les autres pièces et son prolongement à l'étage. Nous avons également étudié l'impact d'un DMIIV supplémentaire (noté DM2) entre la chambre du rez-de-chaussée et les sanitaires, et son prolongement à l'étage (entre la chambre 1 et les WC). Ce second DMIIV permet de voir l'effet du refroidissement lorsque les deux parois de séparation sont des DMIIV, au lieu d'un seul DMIIV (DM1) et une paroi standard. La maison possédant seulement le mur DM1 est notée DM et la maison avec les 2 murs DM1 et DM2 est notée DMbis.

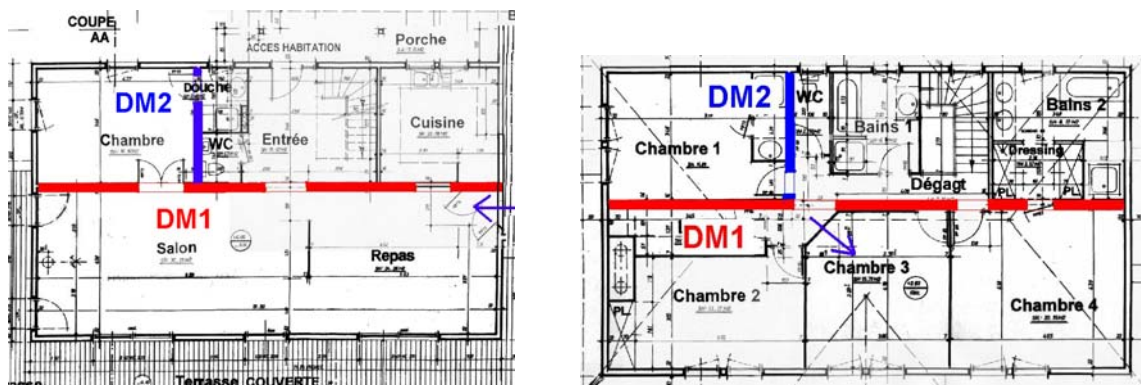


Figure 2 : Positionnement des DMIIV au RdC et à l'étage.

Les principaux cas étudiés sont les suivants :

- REF : maison de référence (projet initial)
- DM : maison avec le DMIIV (DM1) ventilé la nuit en été
- DMbis : maison avec le DMIIV (DM1 et DM2) ventilé la nuit en été
- M16 : idem DM sauf que DM1 est remplacé par un mur en béton de 16cm d'épaisseur et la sur-ventilation nocturne se fait en brassant l'air intérieur des pièces

La sur-ventilation nocturne est en marche lorsque toutes les conditions suivantes sont respectées :

$$(T_{int,max} > T_{int,max-set} \text{ ou } T_{ext,max} > T_{ext,max-set}) \text{ et } (T_{int} > T_{ext} + \Delta t_{set}) \text{ et } (T_{ext} > T_{ext,set}) \text{ et } (T_{int} > T_{int,set})$$

Le débit de sur-ventilation est injecté dans le DMIIV (maison DM) ou vient s'ajouter au débit de renouvellement d'air de 0.5 vol/h dans la configuration de sur-ventilation classique (M16).

2.2. OPTIMISATION DYNAMIQUE MULTI-CRITERE DE LA SUR-VENTILATION DU DMIIV

Les cinq paramètres de régulation ($T_{int,max-set}$, $T_{ext,max-set}$, Δt_{set} , $T_{ext,set}$, $T_{int,set}$) et le débit de sur-ventilation ont été optimisés grâce au couplage des logiciels TRNSYS et GenOpt. Nous avons utilisé comme critère de performance (à minimiser) une combinaison liée au confort caractérisé par le paramètre ODH « *Overheating Degree Hours* » et à la consommation du ventilateur, comparativement à une solution de référence :

$$Perf = \left(\frac{ODH100}{ODH100_{ref}} \right)^2 + \left(\frac{E_{fan}}{E_{fan_{ref}}} \right)^2$$

avec : $ODH100 = \sum (T_{int} - T_{conf})^2$ [°C.h]

E_{fan} : énergie consommée par le ventilateur du fait de la sur-ventilation) [kWh]

T_{conf} température de confort définie avec le confort adaptatif (Hoof, 2007)

$ODH100_{ref}$ et $E_{fan_{ref}}$ sont déterminés avec les paramètres issus de la bibliographie

Nous avons calculé la performance $Perf$ en considérant la température du séjour. Le tableau 1 récapitule les paramètres avant et après optimisation (cas DM et M16). Le gain de performance $Perf$ (-11% et -10 %) est obtenu grâce à la baisse de consommation du ventilateur (-27% dans le cas du DM et -25% pour M16), au détriment d'une hausse moins importante du critère d'inconfort (+11% et +13% sur ODH100). La baisse de consommation du ventilateur résulte de la baisse de puissance du ventilateur (débit de sur-ventilation plus faible) et de l'augmentation des paramètres Δt_{set} et $T_{int_{max-set}}$ (ce qui entraîne une mise en route moins fréquente de la sur-ventilation).

| | Initial | DM | M16 |
|-------------------------|---------|--------------|--------------|
| $Perf$ | 2 [-] | 1.775 (-11%) | 1.805 (-10%) |
| $T_{int_{max-set}}$ | 23 °C | 24 | 26 |
| $T_{ext_{max-set}}$ | 22 °C | 23 | 20.5 |
| Δt_{set} | 2 °C | 4 | 3 |
| $T_{ext_{set}}$ | 12 °C | 8 | 8 |
| $T_{int_{set}}$ | 20 °C | 18 | 20.5 |
| Sur-ventilation (vol/h) | 5 vol/h | 3.75 | 3.75 |

Tableau 1 : Performances et paramètres obtenus avant et après l'optimisation.

La figure 3 présente une comparaison des températures de la chambre 1 dans les cas REF et DMbis en fonction de la température extérieure de référence T_{e-ref} définie dans le confort adaptatif. Les limites d'acceptabilité de 80% et 90% (haute et basse), ainsi que la température de confort T_{conf} sont indiquées. Les températures sont quasiment toutes situées dans la limite d'acceptabilité de 80% avec le DMIIV (DMbis) alors que dans le cas initial REF, la température intérieure est très souvent au-dessus de la limite supérieure d'acceptabilité (80% : $T_{conf} + 3.5^\circ\text{C}$).

La réduction de la température intérieure maximale avec le DMIIV varie entre 2°C et plus de 5°C . Le refroidissement le plus efficace est obtenu lorsque le rapport $S_{DMIIV} / S_{plancher}$ dépasse 0.9 (chambre 1, configuration DMbis). Nous avons calculé l'énergie transmise à l'air circulant dans l'ensemble des DMIIV (cas DM). Le refroidissement annuel est de 3126 kWh, soit $15 \text{ kWh/m}^2_{plancher}$ et une puissance moyenne de $14 \text{ W/m}^2_{plancher}$. Compte tenu du nombre d'heures de sur-ventilation nocturne (1054 h) et de la puissance du ventilateur ($0.25 \text{ W/m}^3/\text{h}$), l'énergie électrique consommée est de 664 kWh. Nous pouvons en déduire la valeur du coefficient de performance $\text{COP} = 5$.

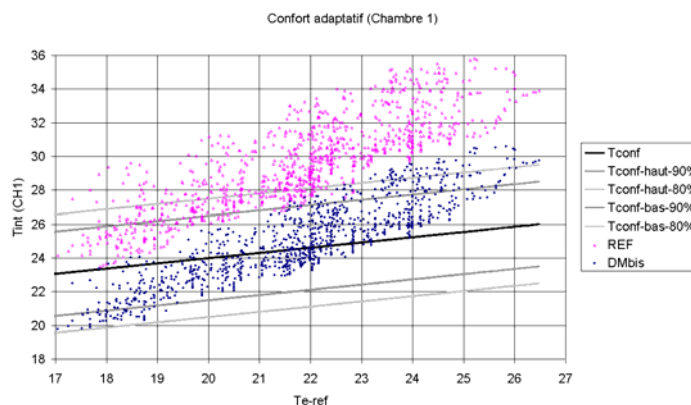



Figure 3 : Comparaison du confort dans la chambre 1 (confort adaptatif).

3. AUGMENTATION DES ECHANGES CONVECTIFS AU SEIN DU DMIIV

Le coefficient d'échange local est généralement le plus élevé là où le flux d'air impacte la paroi après avoir été détourné (Chaube, 2006) (Lee, 2001) (Slanciaus, 2001). L'augmentation des échanges se fait souvent au détriment de la perte de charge et il faut veiller à ne pas réduire les performances énergétiques globales du fait de l'augmentation des consommations de ventilateur (Tanda, 2004). Une solution est de mettre en place des chicanes ou déflecteurs poreux qui réduisent les pertes de charge en limitant les blocages de circulation d'air (Hwang, 1998) (Ko, 2003). La géométrie des obstacles (triangle, circulaire, déflecteur incliné ...) a également une grande importance sur les performances (Dutta 2005). Il est souvent mentionné que le rapport optimal de la distance entre les obstacles par leur hauteur est de l'ordre de 7 à 10 lorsque l'effet de rugosité des parois est valorisé (Bhagoria, 2002) (Chaube, 2006) (Jaurker, 2006). Lorsque des déflecteurs sont utilisés de façon à réaliser des chicanes, un bon compromis entre une perte de charge limitée et un coefficient d'échange élevé est d'avoir une hauteur de déflecteur égale à la moitié de la lame d'air.

3.1. ETUDE DE L'INFLUENCE D'OBSTACLES SEMI-CIRCULAIRES

Nous avons étudié une lame d'air de longueur 2.5m et d'épaisseur 0.05m. Les conditions aux limites sont les suivantes : la température et la vitesse d'entrée sont respectivement de 19°C et 1.5m/s, les températures de surface valent 27°C. Le modèle de turbulence (Shih, 1995) est de type k- ϵ (*realizable*). Le nombre de Reynolds est $Re=9850$

| | |
|-----------|--|
| Cas 1 | lame d'air sans chicane de type structuré et ajusté dans la couche limite |
| Cas 2 | lame d'air avec 1 obstacle (1/2 cercle) situé à mi distance de la longueur  |
| Cas 3 à 7 | lame d'air comprenant de 3 à 11 obstacles (1/2 cercle) |
| Cas 8 | lame d'air avec 11 obstacles (carré) |

Les maillages relatifs aux cas 2 à 8 présentent entre 260 000 et 290 000 cellules. Ils sont structurés dans la couche limite et non structuré en dehors.

La figure 4 montre l'évolution du coefficient d'échange local dans les cas 1 (pas d'obstacle) et 2 (1 obstacle en partie basse à 1.25m de l'entrée). Comparativement au cas 1, nous pouvons observer avec le cas 2 une augmentation de hc au niveau de l'obstacle sur la face opposée et une diminution assez lente et progressive en aval de l'obstacle (toujours sur la face opposée). Sur la paroi inférieure où est situé l'obstacle, le coefficient hc diminue en amont (zone morte entre le point de détachement de l'écoulement et l'obstacle) et augmente en aval (présence d'un tourbillon qui réduit l'épaisseur de la couche limite). Les mêmes observations sont faites lorsque le nombre d'obstacles augmente.

La figure 5 montre la valeur moyenne de hc en fonction de la différence de pression entre l'entrée et la sortie. Pour une vitesse de 1.5 m/s, le cas 8 offre la valeur de hc la plus élevée (+45% par rapport au cas 1) mais la différence de pression est plus importante (63 Pa au lieu de 1 Pa). La configuration 7 offre un compromis intéressant entre l'augmentation de hc (+32%) et la baisse de pression (18 Pa). En reprenant la géométrie de la configuration 7 et une vitesse d'air de 3 m/s, l'augmentation de hc se fait au détriment d'une perte de charge similaire au cas 8.

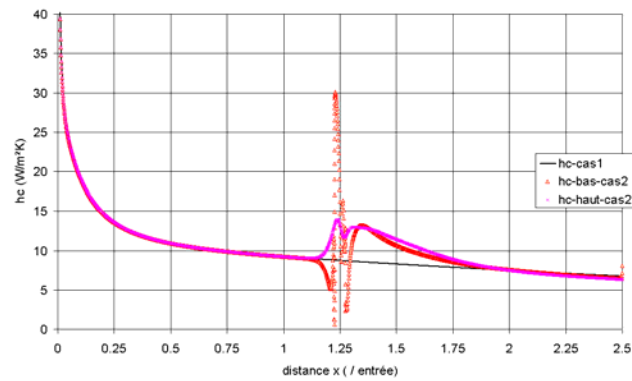


Figure 4 : Evolution du coefficient hc moyen en fonction de la distance par rapport à l'entrée.

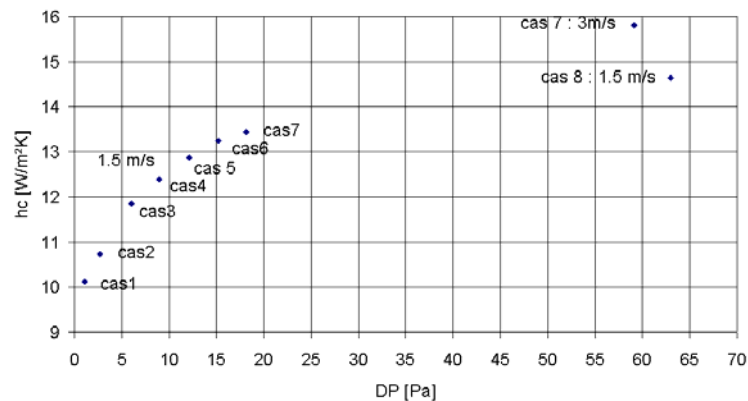


Figure 5 : Evolution du coefficient hc moyen en fonction de la perte de charge.

3.2. MODELISATION 3D DU DMIIV

Le cas retenu est un module de 2.5m par 2.5m avec entrée d'air et sortie d'air sur la partie supérieure du mur. La lame d'air fait 5cm d'épaisseur. Nous présentons deux configurations pour lesquelles l'air entre dans la partie haute à gauche (vitesse 1.5m/s) et ressort à droite. Dans les deux cas, une chicane verticale occupant $\frac{3}{4}$ de la hauteur, permet un écoulement de l'air en U. Le cas 30 correspond à une simple lame d'air délimitée par deux parois planes et le cas 31 présente en plus des obstacles ($\frac{1}{2}$ cylindre de rayon 2.5cm). Nous avons considéré un espacement entre les obstacles de 20 cm (similaire au cas 7).

Dans le cas 30, la visualisation des vecteurs vitesse dans le plan de symétrie montre une zone de vitesse élevée en raison de la réduction de la section de passage liée à la chicane (figure 6). Dans la partie de droite, on voit nettement que l'écoulement se fait le long de la paroi verticale et qu'une zone importante de re-circulation se développe (limitation des échanges dans cette zone). La partie de gauche présente une répartition des vecteurs vitesse assez homogène.

Dans le cas 31 (figure 6), la zone de recirculation est beaucoup moins développée grâce à la mise en place des obstacles. En effet, la perte de charge au niveau de chaque obstacle permet de mieux répartir l'écoulement d'air sur toute la section de passage. L'effet des obstacles sur l'amélioration des transferts de chaleur entre l'air et les parois a été évalué. Les simulations numériques ont montré un gain de 35% sur le coefficient d'échanges convectifs moyen. L'intérêt des obstacles est donc double :

accroissement des coefficients d'échange et meilleure homogénéité de l'effet de refroidissement sur le DMIIV.

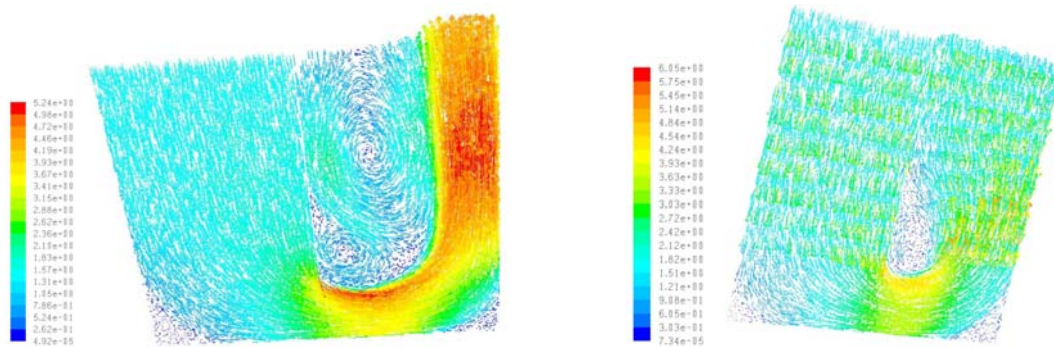


Figure 6 : Les vecteurs vitesse (cas 30 et 31).

4. CONCLUSION

Cette étude a mis en évidence l'intérêt du DMIIV dans l'amélioration du confort thermique. Ce système est particulièrement intéressant dans le cas des maisons à ossature bois car la masse disponible est très localisée. Le refroidissement agit plus efficacement lorsque la sur-ventilation est interne à la paroi. Lorsque l'inertie est davantage répartie entre les différents composants (plancher/mur/ plafond), la sur-ventilation classique s'avère intéressante car elle permet de solliciter l'ensemble de la masse (dans l'hypothèse où il n'y a pas de court-circuit).

Un résultat très intéressant relatif au DMIIV est que la température intérieure maximale en journée peut être fortement diminuée sans avoir des températures intérieures trop basses pendant la nuit. Cela s'explique par un refroidissement de la structure plus en profondeur dans la configuration DM que M16. Par ailleurs, il est possible de combiner le DMIIV avec une ventilation naturelle pendant la nuit pour accélérer le refroidissement de la structure.

En terme de conception et dimensionnement, il faudra avoir une vitesse suffisante (1 à 1.5 m/s) dans la lame d'air de façon à favoriser les échanges convectifs et si possible un ratio $S_{\text{DMIIV}} / S_{\text{plancher}} > 0.9$ qui permettra d'assurer un refroidissement efficace de la pièce. Nous avons observé que la réduction de la température intérieure maximale varie entre 2°C et plus de 5°C en fonction du rapport $S_{\text{DMIIV}} / S_{\text{plancher}}$.

Nous avons utilisé un logiciel de calcul CFD pour résoudre les équations de transferts de masse et de chaleur. L'effet des obstacles (50% de l'épaisseur de la lame d'air) sur l'amélioration des transferts de chaleur entre l'air et les parois a été évalué. Les simulations numériques ont montré un gain de 35% sur le coefficient d'échanges convectifs moyen. La présence des obstacles permet d'augmenter la vitesse au-dessus et sur la face opposée en aval des obstacles ; ce qui augmente localement la valeur de hc . Sur la paroi située du côté de l'obstacle, la zone tourbillonnaire en aval de l'obstacle permet de détruire la couche limite et ainsi d'augmenter les échanges.

5. BIBLIOGRAPHIE

- Barnard N. (web). Thermal Mass and Night Ventilation – Utilising “Hidden” Thermal Mass. <http://www.cibse.org/pdfs/3dbarnard.pdf>, 10p.
- Bhagoria J.L., Saini J.S., and Solanki S.C. (2002). Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renewable Energy* 25, p. 341-369.
- Breesch H., Bossaer A., Janssens A. (2005). Passive cooling in a low-energy office building. *Solar Energy*, Volume 79, Issue 6, December, Pages 682-696.
- Chaube A., Sahoo P.K., Solanki S.C. (2006). Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a air heater. *Renewable Energy* 31, p 317-331
- Dutta P., Hossain A. (2005). Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26, 2005, 223–232.
- Geros V., Santamouris M., Tsangrasoulis A. and Guarracino G. (1999). Experimental evaluation of night ventilation phenomena. *Energy and Buildings*, Volume 29, Issue 2, , Pages 141-154.
- Hoof J., Hensen J.L.M. (2007). Quantifying the relevance of adaptive thermal comfort models in moderate thermal climate zones. *Building and Environment*, Volume 42, Issue 1, January, Pages 156-170.
- Hwang J.J., Liou T.M. (1998). Heat transfer and friction in a low-aspect-ratio rectangular channel with staggered slit-ribbed walls. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 4, n°4, , pp. 283-291
- IEA. (2000). Low Energy Cooling, technical synthesis report. International Energy Agency ECBCS Annex 28. *Energy conservation in buildings and community systems*, 32p.
- Jaurker A.R., Saini J.S., Gandhi B.K. (2006). Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy*, Volume 80, Issue 8, pages 895-907
- Ko K.H., Anand N.K. (2003). Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 4191–4199.
- Lee C.K., Abdel-Moneim S.A. (2001). Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs. *Int. Comm. Heat Mass transfer*, vol. 28, n°2, pp. 161-170.
- Pfafferott J., Herkel S., Jäschke M. (2003). Design of passive cooling by night ventilation: evaluation of a parametric model and building simulation with measurements. *Energy and Buildings*, Volume 35, Issue 11, Pages 1129-1143
- Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. (1995). A new k- ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. *Computers Fluids*, 24(3), p. 227-238
- Slanciauskas A. (2001). Two friendly rules for the turbulent heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 44, Issue 11, Pages 2155-2161
- Tanda G. (2004). Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *Chsdjghdkgh, International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 229-243.
- Wachenfeldt B.J. and Bell D. (2003). Building Integrated Energy Systems in Smart Energy Efficient Buildings – A State-of-the Art. *Report n° STF22 A04503*, 35 p.