

Etude paramétrique d'un échangeur thermique air / Matériaux à Changement de Phase pour le rafraîchissement des bâtiments

Julien BORDERON^{1*}, Joseph VIRGONE², Richard CANTIN¹

¹Laboratoire des Sciences de l'Habitat, DGCB, FRE CNRS 3237, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Université de Lyon. Rue Maurice Audin 69120 Vaulx en Velin.

²CETHIL, UMR 5008. Université Lyon 1, INSA de Lyon, 9 rue de la physique, 96621 Villeurbanne cedex.

* (auteur correspondant : julien.borderon@entpe.fr)

Résumé – Dans le but de rafraîchir une pièce en utilisant la fraîcheur de l'air nocturne, des Matériaux à Changement de Phase (MCP) sont placés dans un échangeur thermique intégré au système de ventilation du bâtiment. L'échangeur est composé de plaques horizontales de MCP contenues dans un coffre parallélépipédique. La puissance de climatisation de celui-ci est analysée à travers une modélisation numérique du dispositif. Les résultats indiquent que différents paramètres mènent à différents profils de climatisation et qu'il est nécessaire de bien identifier le bon jeu de paramètres pour un bon compromis en matière d'efficacité, selon l'application recherchée.

Nomenclature

b	épaisseur de lame d'air, m	tp	temps de pénétration pour le transfert de chaleur par conduction dans le MCP, s
c	capacité thermique massique de l'air, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	Te	température de l'air à l'entrée, $K, °C$
c_m	capacité thermique massique du MCP, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	Tp	température du MCP, $K, °C$
dh	diamètre hydraulique, m	Ts	température de l'air à la sortie, $K, °C$
dt	pas de temps, s	<i>Nombres adimensionnels</i>	
Δx	longueur du petit échangeur, m	Nu	nombre de Nusselt
D	débit entre 2 plaques de MCP, $m^3.h^{-1}$	Pr	nombre de Prandtl
Dt	débit d'air total, $m^3.h^{-1}$	Re	nombre de Reynolds
E	épaisseur des plaques de MCP, m	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient de convection, $W.m^2.K^{-1}$	λ	conductivité thermique du MCP, $W.m^{-1}.K^{-1}$
H	hauteur de l'échangeur, m	ρ	masse volumique de l'air, $kg.m^{-3}$
l	largeur de l'échangeur, m	ρ_{MCP}	masse volumique du MCP, $kg.m^{-3}$
L	longueur de l'échangeur, m		
m	masse de MCP dans un petit échangeur, kg		
Q	puissance de l'échangeur thermique, W		

1. Introduction

Aujourd'hui, les systèmes de stockage d'énergie thermique sont essentiels pour réduire la dépendance en énergie fossile et contribuer à une consommation d'énergie plus respectueuse de l'environnement [1]. Les logements et les bâtiments tertiaires sont responsables de 46% de la consommation d'énergie en France et de 19% du rejet de CO₂ [2]. La recherche de nouvelles solutions à intégrer au processus de construction ou de rénovation est une étape essentielle pour la réalisation d'économies d'énergie.

De nombreux travaux de recherche sur les Matériaux à Changement de Phase (MCP) ont été menés cette dernière décennie, Tyagi et Buddhi ont écrit une synthèse sur le sujet [3]. La

particularité de ces matériaux est qu'ils peuvent emmagasiner de l'énergie sous forme de chaleur latente en plus de la chaleur sensible. Lorsque la température augmente, le matériau passe de la phase solide à liquide. Cette réaction est endothermique, le MCP absorbe de la chaleur. Lorsque la température diminue, la phase passe de liquide à solide et cette réaction est exothermique.

L'inertie thermique d'un bâtiment est ajustée en ajoutant des MCP dans le système de ventilation. L'air nocturne est utilisé pour rafraîchir le stock de MCP et éventuellement l'intérieur du bâtiment. Pendant les heures de surchauffe, l'air intérieur chaud circule dans l'échangeur. L'objectif de cet échangeur de chaleur air / MCP est de réduire l'énergie nécessaire pour climatiser. Koschenz et Lehmann ont développé un panneau contenant des MCP pour les plafonds dans les bâtiments à faible inertie. Ils utilisent des barrettes d'aluminium pour améliorer la conduction thermique dans les plaques de MCP épaisses [4]. Lazaro a réalisé une série d'expérimentation sur deux prototypes d'échangeur thermique air / MCP verticaux pour des applications dans le bâtiment avec des MCP macro-encapsulés [5].

Dans cet article, le projet d'échangeur de chaleur et le MCP, objets de la présente étude, sont d'abord décrits. La seconde partie présente la méthode et les hypothèses faites pour le modèle numérique. Enfin la troisième partie contient les principaux résultats des simulations, concernant l'efficacité du système considéré dans différentes configurations.

2. Echangeurs de chaleur air / MCP

2.1. Propriétés des matériaux à changement de phase

Les MCP courants incluent les paraffines, qui sont utilisées dans cette étude. Celui qui est sélectionné est Energain® de la société Dupont de Nemours. Il est constitué de 60% de MCP micro-encapsulée. La forme finale du matériau (figure 1) consiste en des plaques de 5mm d'épaisseur et de densité 900 kg/m^3 . Elles sont couvertes d'une feuille d'aluminium [6].

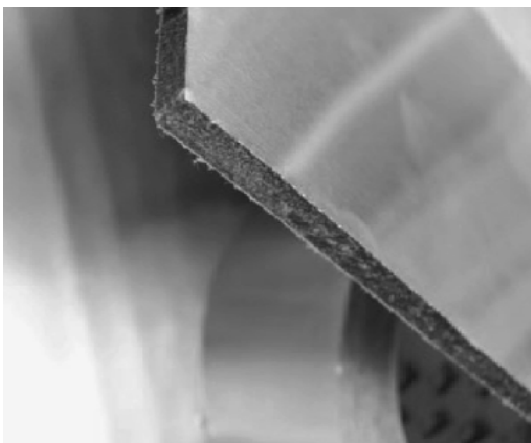


Figure 1 : Energain de la société Dupont de Nemours

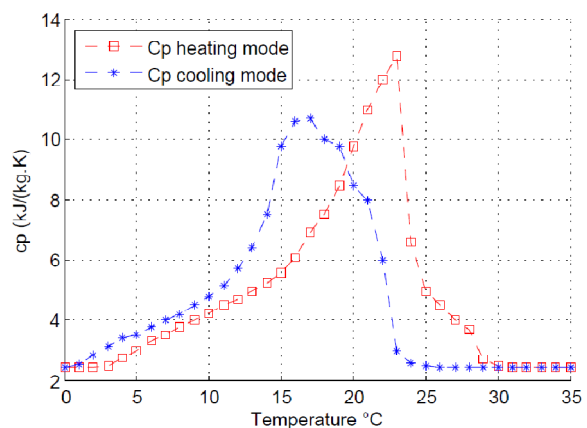


Figure 2 : Capacité thermique massique équivalente du MCP

La capacité thermique massique du MCP a été mesurée par calorimétrie différentielle et sa conductivité thermique a été mesurée avec une boîte chaude gardée lors d'un précédent projet IMCPBAT [7]. La transition de solide à liquide a lieu sur une plage de température, donc la capacité thermique varie avec la température. Les mesures révèlent un phénomène d'hystérésis (figure 2). La conductivité thermique est de $0,23 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en dessous de la température de fusion et de $0,17 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ au dessus. Pour la modélisation, la transition a été

représenté par une courbe dépendant de la température suivant la même méthode que pour la capacité thermique massique.

2.2. Modèle d'échangeur de chaleur

L'échangeur est composé de plaques de MCP horizontales contenues dans un coffre (figure 3). Un ventilateur force l'air à travers l'échangeur pour que le MCP puisse absorber la chaleur. La tuyauterie permet à l'air intérieur de passer par l'échangeur pour être rafraîchi, ainsi que l'air extérieur pour décharger le MCP en ventilation nocturne. De plus un diffuseur est utilisé pour distribuer l'air entre chaque plaque.

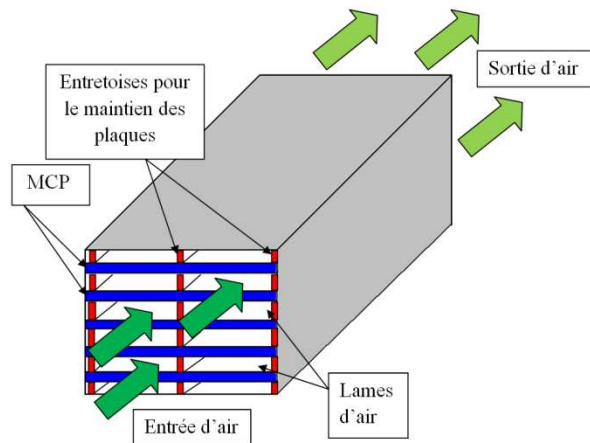


Figure 3 : Echangeur de chaleur air / MCP

CARACTERISTIQUES	VALEURS
Longueur (L)	3 m
Largeur (l)	0,9 m
Nombre de plaques de MCP:	De 4 à 18
Hauteur (H)	De 0,24 à 0,9 m
Epaisseur des lames d'air (b)	De 0,01 à 0,1 m
Epaisseur des couches de MCP (E)	0,005; 0,01; 0,015 ou 0,02 m
Débit d'air	De 150 à 1300 m ³ /h

Tableau 1 : Configurations de l'échangeur de chaleur

Les différentes configurations de l'échangeur thermique simulées sont listées dans le tableau 1. Les dimensions spatiales du système doivent être limitées pour conserver un ensemble qui peut être inséré dans un comble, un faux plafond ou tout autre emplacement adéquat.

3. Méthodologie

3.1. Echangeur de chaleur modélisé comme un débit de fluide dans un tuyau

Chaque lame d'air entre deux plaques de MCP est modélisée comme un tuyau avec un débit de fluide où le MCP a une température constante [8]. L'échangeur de chaleur de trois mètres de long est considéré comme une somme de 30 petits échangeurs en série pour obtenir une meilleure précision. Les petits échangeurs thermiques sont programmés comme si chacun contenait un nœud d'air et un nœud au centre de la couche de MCP. La température dans le nœud de MCP pour chaque pas de temps i est calculée avec l'expression de l'équation (1).

$$Tp_{i+1} = Tp_i + \frac{dt}{cp(Tp_i).m} D . \rho . c (1 - \exp(-2 . l . U . \Delta x / D . \rho . c)) . (Te(t) - Tp_i) \quad (1)$$

Dans l'équation (1) U représente le coefficient de transfert thermique entre le nœud au milieu du MCP et le nœud d'air. L'équation (2) donne l'expression de U .

$$U = 1 / (1/h + E/2 . \lambda(Tp_i)) \quad (2)$$

L'équation (3) donne l'expression de la température de l'air à la sortie pour chaque pas de temps.

$$Ts_i = Tp_i + \exp(-2 . l . U . \Delta x / D . \rho . c) (Te(t) - Tp_i) \quad (3)$$

Chaque échangeur de longueur Δx a comme température d'entrée d'air, la température de sortie de l'échangeur précédent. Le premier a en entrée une fonction créneau périodique, de période 8h et dont les valeurs extrêmes sont 19 et 27 °C. La puissance d'un échangeur de longueur Δx est donnée par l'équation (4), à multiplier par le nombre de plaques de MCP du système.

$$Q_i = D \cdot \rho \cdot c (1 - \exp(-2 \cdot l \cdot U \cdot \Delta x / D \cdot \rho \cdot c)) \cdot (T_e(t) - T_{p_i}) \quad (4)$$

Comme la température dans le MCP est considérée constante dans l'épaisseur de la plaque, les configurations simulées doivent avoir des plaques de MCP suffisamment fines. Kuznik et al. [9] ont montré avec des simulations que pour le MCP étudié ici, avec une épaisseur supérieure à 10 mm, les transferts de chaleur par conduction dans le matériau commencent à être significatifs dans le calcul de l'énergie stockée. Avec la relation (5), le temps de pénétration pour les transferts par conduction en régime variable peut être évalué. Avec $cp=12\ 000\ \text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\lambda=0,2\ \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $E=0,015\ \text{m}$, $tp=50\ \text{min}$. Il s'agit du cas le plus défavorable. Pour étudier cet échangeur avec des plaques de MCP plus épaisses un autre modèle avec plus de nœuds est nécessaire.

$$tp \cong \frac{(E/2)^2}{\lambda/\rho_{PCM} \cdot cp} \quad (5)$$

3.2. Modélisation numérique du MCP

La capacité thermique massique et la conductivité thermique sont interpolées linéairement en fonction de la température par rapport aux valeurs des deux courbes de la figure 2. La première courbe correspond à une augmentation de la température du MCP, la seconde correspond à un refroidissement. Il y a un phénomène d'hystérésis. Si la dérivée dTp/dt est positive ou nulle, les valeurs de la capacité calorifique et de la conduction sont prises sur la première courbe. Sinon elles sont prises sur la seconde courbe.

Cependant, cette méthode peut conduire les fonctions à être discontinues. Suivant le signe de la dérivée, le programme peut sauter d'une valeur à une autre pour la même température. Dans les simulations menées ici, cela ne pose pas de problème puisque la température d'entrée est une fonction créneau qui ne conduit pas à cette configuration. La température initiale du MCP est prise à 19°C.

3.3. Coefficient de convection

Le coefficient de convection est calculé pour des écoulements laminaires et turbulents. La transition entre ces deux types d'écoulement est située à la valeur 2500 pour le nombre de Reynold. Le nombre de Nusselt est utilisé pour le calcul du coefficient de convection avec l'équation (6).

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{dh} \quad (6)$$

Pour un écoulement laminaire, le nombre de Nusselt est calculé avec la relation de Graetz-Nusselt formulé par Shah et London adaptée à la géométrie [9] (7).

$$Nu = 7,541 + \frac{0,0235 \cdot Re \cdot Pr \cdot dh}{L} \quad (7)$$

Pour les écoulements turbulents, le nombre de Nusselt est estimé avec la corrélation de Colburn (8) en première approximation.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (8)$$

4. Principaux résultats

Les différentes simulations ont été réalisées avec le même pas de temps de 1s et la durée totale était de 72 000 pas de temps, soit 20 heures. L'environnement Matlab a été utilisé.

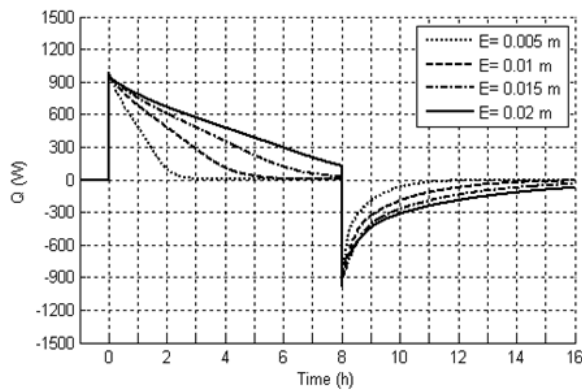


Figure 4 : Puissance de climatisation pour différentes épaisseurs de MCP

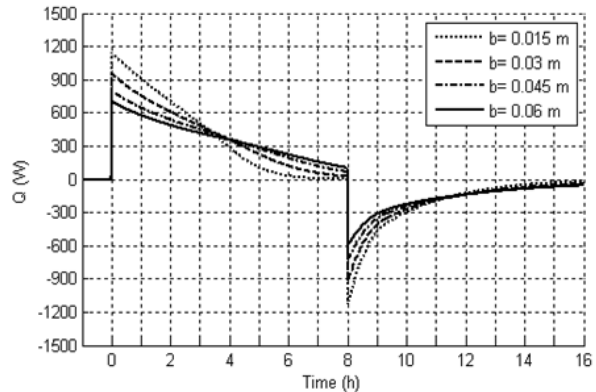


Figure 5 : Puissance de climatisation pour différents écarts entre deux plaques de MCP

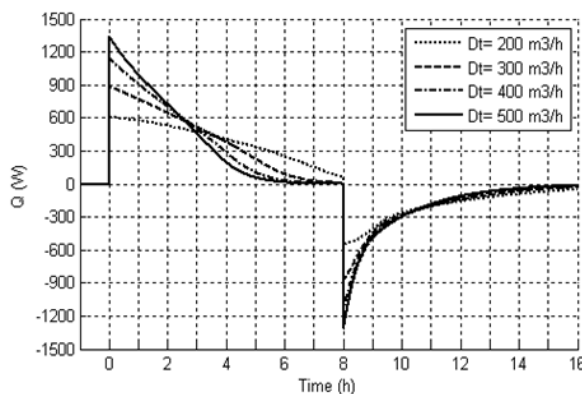


Figure 6a : Puissance de climatisation pour différents débits de ventilation

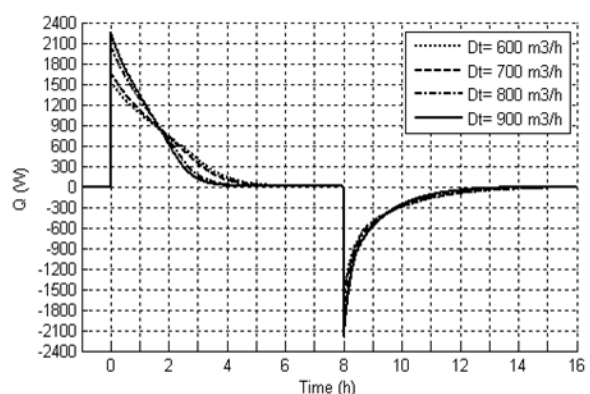


Figure 6b : Puissance de climatisation pour différents débits de ventilation

4.1. Impact de l'épaisseur des plaques de MCP

La figure 4 présente la puissance de climatisation obtenue avec un échangeur constitué de 8 plaques de MCP espacées de 3 cm avec un débit d'air total de 400 m³/h. L'épaisseur des plaques de MCP ne change pas la hauteur du pic de puissance au passage de température d'entrée d'air de 19 à 27 °C mais a un impact évident sur cette même puissance les heures suivantes. A noter que dans ces conditions et pour le cas de plaques de MCP de 2 cm d'épaisseur, tout le MCP n'est pas fondu au bout de 8h.

4.2. Impact de l'épaisseur des lames d'air entre deux plaques de MCP

Toujours pour un cas d'échangeur constitué de 8 plaques de MCP, cette fois-ci d'épaisseur fixe : 15 mm et d'un débit d'air total de 400 m³/h, le paramètre « épaisseur des lames d'air » entre 2 plaques de MCP est observé. La figure 5 présente 4 courbes de puissance de climatisation de l'échangeur pour 4 valeurs de cette épaisseur de lame d'air, de 15 mm à 60 mm. Plus l'écart entre 2 plaques de MCP est important, plus le MCP se charge lentement. Les courbes des valeurs 45 mm et plus sont assez proches.

4.3. Impact du débit d'air sur la puissance de climatisation de l'échangeur

Les figures 6a et 6 b présentent les puissances de climatisation obtenues pour un échangeur de 8 plaques de MCP de 15 mm séparées par des lames d'air de 15 mm pour différents débits de ventilation. Le paramètre qui change entre chaque courbe est donc la vitesse de l'air dans l'échangeur. Pour un débit de ventilation de 200 m³/h on observe une puissance de climatisation de plus de 500 W pendant 2h et de plus de 300 W pendant 6h tandis que pour un débit de ventilation de plus de 800 m³/h on observe une puissance de climatisation de plus de 1350 W pendant 1h et de plus de 300 W pendant 3h15min.

5. Conclusion

Des simulations sur différentes configurations pour un échangeur air / MCP ont été réalisées. La puissance de rafraîchissement et le temps de fusion du MCP dépendent de différents paramètres. La disposition du MCP dans l'échangeur est prédominante pour déterminer la puissance de climatisation et différents débits d'air mènent à différents mode de fonctionnement. Un fort débit permet une plus grande puissance mais sur un temps plus court tandis qu'un faible débit permet une puissance plus modérée mais sur plusieurs heures. Ce résultat sera utile pour optimiser les paramètres suivant l'application recherchée. Un prototype d'échangeur va être étudié en laboratoire sur un banc instrumenté avec un système de conditionnement d'air. Les Matériaux à Changement de Phase peuvent être une voie intéressante pour réduire l'énergie nécessaire pour refroidir les pièces en surchauffe, notamment à cause de charges internes élevées.

Références

- [1] Dincer, I., Rosen, M.A. 2002. Thermal Energy Storage – Systems and Applications. John Wiley and Sons.
- [2] Ministère de l'écologie, de l'énergie, du développement durable et de la mer,. 2004. Plan climat 2004: Face au changement climatique, agissons ensemble. Rapport.
- [3] Tyagi, V.V., Buddhi, D. 2007. PCM thermal storage in buildings: A state of art. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11, 1146–1166.
- [4] Koschenz, M., Lehmann B. 2004. Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings. Energy and Buildings 36, 567-578.
- [5] Lazaro, A., Dolado, P., Marin, J.M., Zalba, B. 2009. PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Experimental results of two real-scale prototypes. Energy Conversion and Management (2009), .
- [6] Kuznik, F., Virgone, J., Noël, J. 2008. Optimisation of a phase change material wallboard for building use, Applied Thermal engineering 28, 1291-1298.
- [7] Virgone, J. et al., 2008, rapport IMPCBAT, Intégration des Matériaux à Changements de Phase dans le bâtiment, ANR, ADEME, , mars 2008, 168p.
- [8] Hed, G., Bellander, R. 2006. Mathematical modelling of PCM air heat exchanger. Energy and Buildings 38, 82-89.
- [9] Shah, R.K., London, A.L. 1978. Laminar flow forced convection in ducts, Supplement 1 at Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York.