

# Évaluation des performances et modélisation du comportement thermique d'un échangeur-stockeur pour le rafraîchissement de l'air

F. ROUAULT<sup>a, b</sup>, A. ROMAN BONACHERA<sup>a</sup>, D. BRUNEAU<sup>a</sup>, P. SEBASTIAN<sup>c</sup>, J. LOPEZ<sup>b</sup>

a. Arts et Métiers ParisTech, I2M, UMR 5295, F-33400 Talence, France,

b. Nobatek, F-64600 Anglet, France,

c. Univ. Bordeaux, I2M, UMR 5295, F-33400 Talence, France,

## Résumé :

Un prototype d'échangeur-stockeur pour le rafraîchissement de l'air a été conçu, dimensionné et réalisé pour être intégré dans un prototype de maison solaire à énergie positive. Ce prototype intègre une paraffine (Matériau à Changement de Phase -MCP-) dont la transition solide/liquide s'effectue aux alentours de 21°C. Des essais en conditions de laboratoire ont été conduits afin de dégager le comportement dynamique de l'échangeur-stockeur ; cet échangeur-stockeur a été soumis à des cycles de rafraîchissement (fonte du MCP) et de régénération (solidification du MCP) et ses performances ont été évaluées. Dans le cadre du développement d'un outil de modélisation de cet échangeur-stockeur, puis d'un outil d'aide à la décision pour de futurs prototypes de tels systèmes, les résultats expérimentaux obtenus ont été comparés aux résultats numériques issus de cet outil de modélisation. Cette comparaison a amené à l'affinage du modèle utilisé et de proposer des géométries de contenants de MCP.

## Abstract :

A prototype of a thermal energy storage system has been designed, sized and manufactured to cool the air in a prototype of a positive energy solar house. The system is composed of a paraffin wax (Phase Change Material – PCM) which the phase transition solid/liquid is around 21°C. Experiments have been carried out in laboratory conditions to learn about its dynamic behavior; the energy storage is subjected to cooling cycle (melting of the PCM) and regeneration cycle (solidification of the PCM). As a part of a simulation model and then a design support, the numerical results from the model are compared to the experimental results. This comparison leads to refine the model and to propose different geometries of PCM containers.

**Mots clefs :** Matériaux à Changement de Phase, système semi-passif, performance énergétique

## Nomenclature :

Cp	Chaleur spécifique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )		
d	Diamètre (m)	<b>Symboles grecques</b>	
h	Coefficient d'échange (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\chi$	facteur correctif (-)
H	Enthalpie (J.m <sup>-3</sup> )	$\lambda$	conductivité thermique (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
N <sub>c</sub>	Nombre de tiroirs (-)	$\rho$	Densité (kg.m <sup>-3</sup> )
Nu	Nombre de Nusselt (-)	$\sigma$	fraction de MCP fondu (-)
p	Périmètre (m)		
S	surface de la section transversale (m <sup>2</sup> )	<b>Indices</b>	
s	position des interfaces de transition de phase (m)	a	Air
T	Température (°C)	ext	salle d'expériences
t	Temps (s)	hyd	Hydraulique
v	vitesse d'air (m.s <sup>-1</sup> )	l	MCP liquide (fondu)
x	coordonnées axiales (m)	MCP	Matériaux à Changement de Phase
Y	largeur interne d'un contenant (m)	s	MCP solide
Z	hauteur interne d'un contenant (m)	w	parois du contenant

## 1 Introduction

Le marché de la climatisation est en croissance continue. En Europe, La consommation d'électricité due à l'utilisation des climatiseurs est présumée à 73TWh/an, avec des coûts d'électricité de 45 milliards d'euros et 37Mt d'émissions de CO<sub>2</sub> à l'horizon 2020 [1]. Un système de rafraîchissement de l'air composé d'un échangeur-stockeur à base de Matériaux à Changement de Phase (MCP) est l'une des alternatives possibles aux climatiseurs. Le fonctionnement de ce système s'appuie sur un procédé diurne de rafraîchissement dont la fonte du MCP absorbe les excédents de température du bâtiment et une régénération nocturne durant laquelle le MCP solidifie en évacuant la chaleur stockée vers l'extérieur, à condition que la température extérieure soit inférieure à la température de cristallisation. Raj et al. [2] ont recueilli différentes applications des MCP dans les bâtiments, alors que Dutil et al. [3] ont répertorié les modélisations et les simulations de systèmes de stockage d'énergie à base de changement de phase.

Un prototype du système a été conçu et fabriqué pour la maison solaire SUMBIOSI ([www.sumbiosi.com](http://www.sumbiosi.com)), un projet universitaire présenté à l'édition 2012 de la compétition internationale Solar Decathlon Europe ([www.sdeurope.com](http://www.sdeurope.com)). Il s'agit de 3 échangeurs-stockeurs (cf. FIG. 1) dans l'une des façades extérieures de la maison. Les échangeurs sont composés de contenant Rubitherm (cf. FIG. 2) sous forme de plaques favorisant la maintenance et la modularité du système. L'outil de simulation, issu de précédents développements [4], [5] est adapté à la géométrie de ces nouveaux échangeurs et validé par comparaison avec des résultats expérimentaux obtenus en conditions de laboratoire.

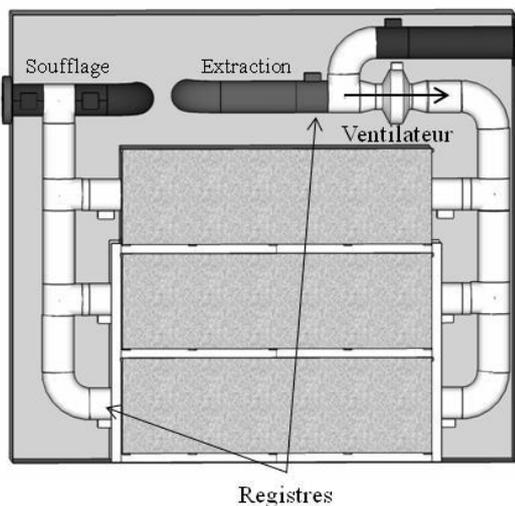


FIG. 1 : CAO du système de rafraîchissement installé dans SUMBIOSI.



FIG. 2 : Photographie de l'échangeur-stockeur ouvert.

## 2 Dispositif expérimental

L'échangeur-stockeur étudié est composé de 10 tiroirs métalliques disposés en parallèle et espacés verticalement 20 mm (cf. FIG. 2). Chaque tiroir contient 5 plaques d'aluminium serties (300mm x 450mm x 20mm) et placées successivement. Les plaques sont remplies d'une paraffine commerciale Rubitherm RT21 dont la masse est de 1,64 kg par plaque, soit 82 kg pour un échangeur. Les tiroirs sont installés dans un caisson en bois dont la longueur est de 194cm et la section extérieure est de 500mmx600mm.

Afin d'étudier le comportement de l'échangeur-stockeur sous des conditions contrôlées, un dispositif expérimental composé de l'échangeur-stockeur, d'un ventilateur à débit variable et d'une résistance chauffante capable de maintenir la température d'admission à l'échangeur stable ( $\pm 1^\circ\text{C}$ ), a été fabriqué. Les différents éléments sont reliés par des conduits tubulaires de diamètre  $\varnothing 200\text{mm}$  et la gaine d'entrée à l'échangeur-stockeur a été isolée pour éviter des pertes de chaleur.

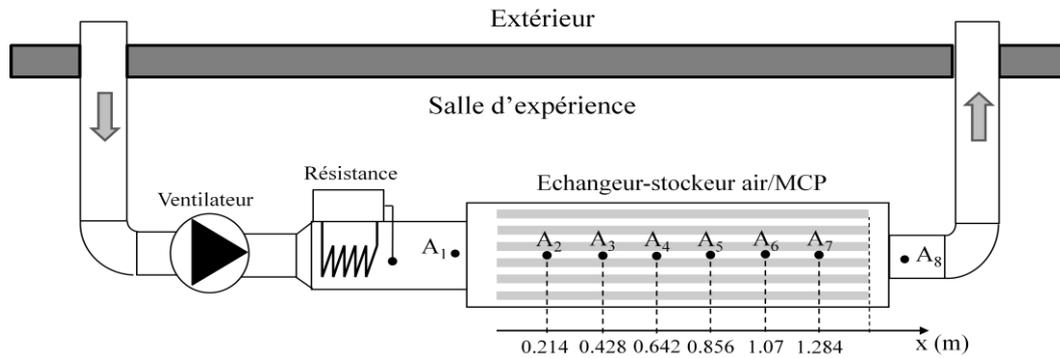


FIG. 3 : Schéma du dispositif expérimental. Thermocouples de type K pour mesurer la température de l'air :  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$ ,  $A_5$ ,  $A_6$ ,  $A_7$  et  $A_8$ . Thermocouples de contact pour mesurer la température de la paroi des plaques :  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$ ,  $A_5$ ,  $A_6$  et  $A_7$ .

Les températures sont mesurées au moyen de 14 thermocouples de type K (cf. FIG. 3). La température de l'air est mesurée par les sondes placées en amont ( $A_1$ ) et en aval ( $A_8$ ) de l'échangeur. Deux capteurs sont installés à 214mm d'intervalle dans le caisson ( $A_2 - A_7$ ) : un thermocouple de type K pour mesurer la température de l'air et un thermocouple de contact pour mesurer la température de la paroi de la plaque qui contient le MCP.

### 3 Modélisation

La paraffine RT21 est un produit commercial donc un mélange non-eutectique de plusieurs composants purs. Sa transition de phase est donc une fonction graduelle de la température. En l'absence de caractérisations par calorimétrie différentielle, cette fonction a été établie théoriquement en utilisant les données du fabricant [6], des résultats expérimentaux [4] et une approche descriptive des expériences proposées dans [7]. L'allure des courbes a été adaptée à partir de formes rencontrées dans la littérature tel que dans [8]. Une hystérésis a été considérée entre la transition de fonte et celle de solidification à partir de l'observation des premiers résultats expérimentaux. A noter que la capacité de stockage de 134 kJ/kg donnée par le fabricant entre 15°C et 30°C comprend la chaleur sensible entre ces deux températures. Par conséquent, la chaleur latente du MCP calculée est donc égale à 104 kJ/kg. La température du MCP est par la suite considérée comme une fonction de l'enthalpie dont la fonction inverse est présentée FIG. 4.

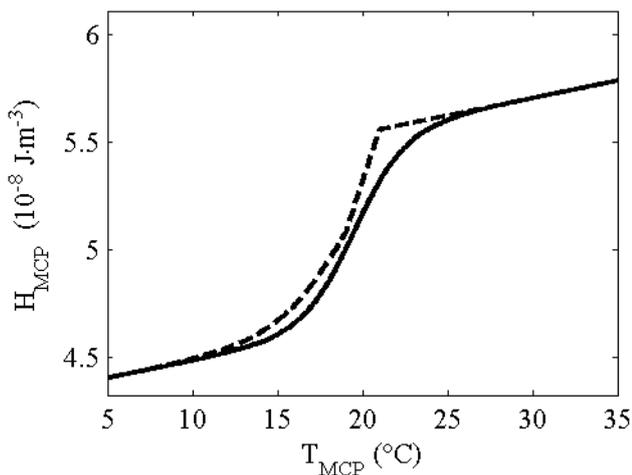


FIG. 4 : Enthalpie de la RT21 en fonction de la température pour la fonte (continue) et la solidification (pointillés).

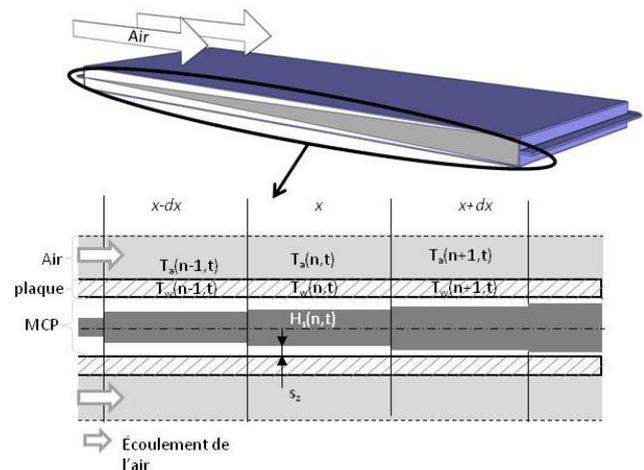


FIG. 5 : Section longitudinale d'une plaque remplie de MCP soumise à un écoulement d'air chaud.

La FIG. 5 montre une représentation de la section longitudinale (suivant l'axe  $x$ ) d'un contenant rempli de MCP et entouré par l'écoulement d'air. Sur cette figure, un schéma représente la discrétisation spatiale réalisée pour la simulation numérique.

Les équations de transfert de la chaleur de l'échangeur-stockeur entier sont écrites dans 3 domaines: l'écoulement d'air, la paroi du contenant et le MCP (solide + fondu). Ces équations sont présentées dans le

TAB. 1.  $p_{\text{ext-a}}$  est le périmètre intérieur du caisson en bois. De même  $p_{\text{a-w}}$  and  $p_{\text{w-MCP}}$  sont respectivement les périmètres extérieure et intérieure de la paroi du contenant le MCP.

Domaines	Equations	Conditions aux limites et initiales
Air	$\rho_a v_a S_a C_{p_a} \frac{\partial T_a}{\partial x} + \rho_a C_{p_a} S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} =$ $h_{\text{a-w}} p_{\text{a-w}} (T_w - T_a) + h_{\text{ext-a}} p_{\text{ext-a}} (T_{\text{ext}} - T_a) \quad (1)$	$T_a(x=0,t) = T(A_1,t),$
Paroi	$\rho_w C_{p_w} S_w \frac{\partial T_w}{\partial t} =$ $\lambda_w S_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + h_{\text{a-w}} p_{\text{a-w}} (T_a - T_w) + h_{\text{w-PCM}} p_{\text{w-PCM}} (T_{\text{PCM}}(H_{\text{PCM}}) - T_w) \quad (2)$	$\frac{\partial T_w(x=0,t)}{\partial x} = 0, \frac{\partial T_w(x=L,t)}{\partial x} = 0$ $T_w(x,0) = T_{\text{ext}}(t=0),$
MCP	$S_{\text{PCM}} \frac{\partial H_{\text{PCM}}}{\partial t} =$ $h_{\text{w-PCM}} p_{\text{w-PCM}} (T_w - T_{\text{PCM}}(H_{\text{PCM}})) \quad (3).$	$H_{\text{PCM}}(x,0)$ $= H_{\text{PCM}}(T_{\text{ext}}(t=0)),$

TAB. 1 : équations principales du modèle de simulation avec les conditions initiales et aux limites

Le modèle présenté étant dynamique et monodimensionnel les variables  $T_a$ ,  $T_w$  and  $H_{\text{MCP}}$  dans les équations (3) à (5) sont en fonction de la coordonnée  $x$  et du temps  $t$ . De plus l'expression du coefficient d'échange convectif entre l'écoulement d'air et les parois des contenant du MCP, à savoir,  $h_{\text{a-w}}$ , est exprimé tel que:

$$h_{\text{a-w}}(x) = \chi \cdot \frac{\text{Nu}_{\text{a-w}}(x) \cdot \lambda_a}{d_{\text{hyd}}} \quad (4)$$

Le nombre adimensionnel de Nusselt  $\text{Nu}_{\text{a-w}}$  est calculé à partir de corrélations classiques liées à l'écoulement de fluides en régime établi dans des conduites non-circulaires [9]. Le facteur correctif  $\chi$  est obtenu expérimentalement en calculant le coefficient d'échange moyen pour différentes vitesses d'air. Le coefficient d'échange global  $h_{\text{ext-a}}$  entre l'écoulement d'air et l'extérieur (see Eq. 3) dépend de transferts convectifs et conductifs à travers l'enveloppe en bois dont la convection forcée à l'intérieur similaire à  $h_{\text{a-w}}$ .

Dans les équations (2) et (3), les transferts de chaleur entre la surface intérieure du contenant et l'interface de transition de phase (fonte ou solidification) du MCP peuvent être considérés comme conductif. Le coefficient d'échange entre la paroi du contenant et l'interface de transition de phase peut être de la manière suivante :

$$h_{\text{w-PCM}}(x, t) = \frac{\lambda_i}{p_{\text{w-PCM}}} \cdot 2 \cdot \left[ \frac{Y-2 \cdot s_Y(x, t)}{s_Z(x, t)} + \frac{Z-2 \cdot s_Z(x, t)}{s_Y(x, t)} \right] \text{ avec } \begin{cases} s_i = \frac{i \cdot \sigma_i(x, t)}{2} \text{ pour } T_w > T_{\text{MCP}} \\ s_i = \frac{i \cdot [1 - \sigma_i(x, t)]}{2} \text{ pour } T_w < T_{\text{MCP}} \end{cases} \quad (5)$$

où les distance  $s_Y$ ,  $s_Z$  sont la position des interfaces de transition de phase par rapport aux parois du contenant du MCP. Les équations numériques (1) à (3) avec leurs conditions aux limites et les conditions initiales sont résolues en utilisant la méthode des différences finies. La discrétisation est centrée sur chaque nœud. Le coefficient d'échange entre les parois du contenant et le MCP ( $h_{\text{w-MCP}}$ ) dépendant de l'enthalpie  $H_{\text{PCM}}(x, t)$ , l'intégration suivant le temps est réalisé selon la méthode d'Euler implicite.

#### 4 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques

Les expériences sont réalisées sur un échangeur stockeur pour un cycle complet : (i) rafraîchissement (fonte du MCP), l'air est extrait de la salle d'expériences avec un débit de  $510 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$  et chauffé à  $29^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$  ; (ii) régénération (solidification du MCP) l'air de l'extérieur est extrait avec un débit  $350 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$  et une température moyenne de  $10^\circ\text{C}$ . La FIG. 6 et la FIG. 7 présentent respectivement les résultats expérimentaux et numériques de la température de l'air et de la température des plaques en fonction du temps aux points de mesures  $A_1$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  et  $A_6$ . Les capteurs étant placés au centre de la section de passage de l'air, les échanges avec l'extérieur ( $h_{\text{ext-a}}$ ) ont été négligés lors de la simulation pour la comparaison des températures. Les données d'entrée du modèle issues des données expérimentales sont la température de l'air en entrée de l'échangeur (point de mesure  $A_1$ ), température ambiante dans la salle d'expériences et le débit.

Dans la FIG. 6, Les résultats numériques correspondent globalement aux résultats expérimentaux et particulièrement lors de lors du demi-cycle de rafraîchissement. En effet, l'erreur moyenne de la température de l'air lors du rafraîchissement est d'un 0,9% avec un écart type de 1,3%. De plus, la comparaison des températures de parois en FIG. 7, montre également une bonne correspondance avec une erreur moyenne est

de 0,5%, un écart type de 5,4%. L'incertitude des mesures de températures étant estimée à 4%, on peut donc considérer que le modèle est validé pour le demi-cycle de rafraîchissement.

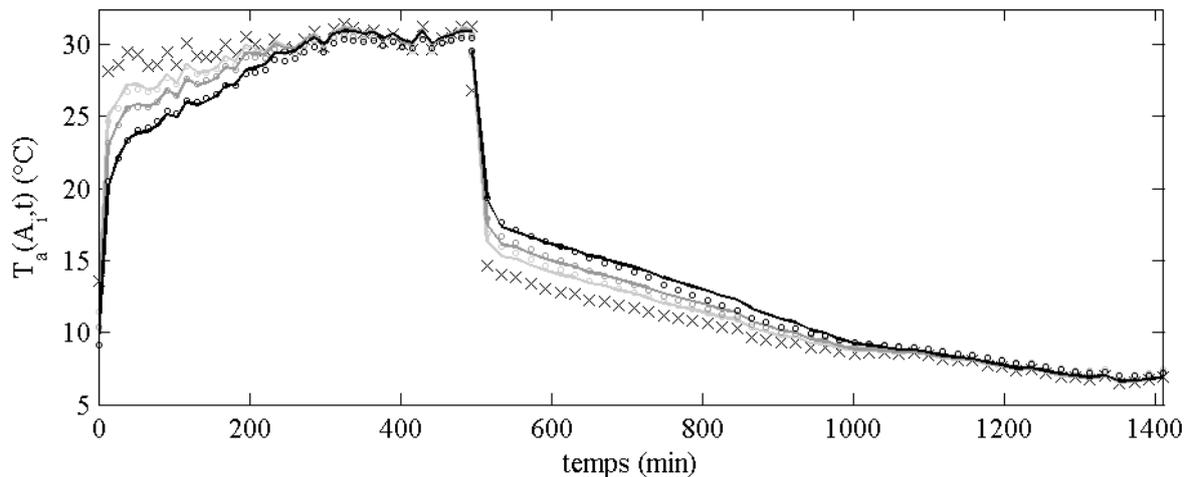


FIG. 6 : Températures de l'air en fonction du temps pour un cycle complet : rafraîchissement (de 0 à 500 minutes) et régénération (de 500 à 1400 minutes). Résultats expérimentaux au point  $A_1$  (lettre x) et  $A_3$  (points grays clairs),  $A_4$  (points grays) et  $A_6$  (points noirs). Résultats numériques aux points  $A_3$  (continu noir),  $A_4$  (continu gray) et  $A_6$  (continu gray clair). Vitesse de l'air  $v_{a,dis}=4.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

La source d'erreurs provient principalement de l'étape de régénération. Effectivement, dans la FIG. 7, il est notable que le processus de régénération est plus court pour les résultats expérimentaux. L'erreur moyenne sur les températures de parois est égale à 7% avec un écart-type de 6%. On peut donc considérer le modèle comme non valide pour le demi-cycle de régénération.

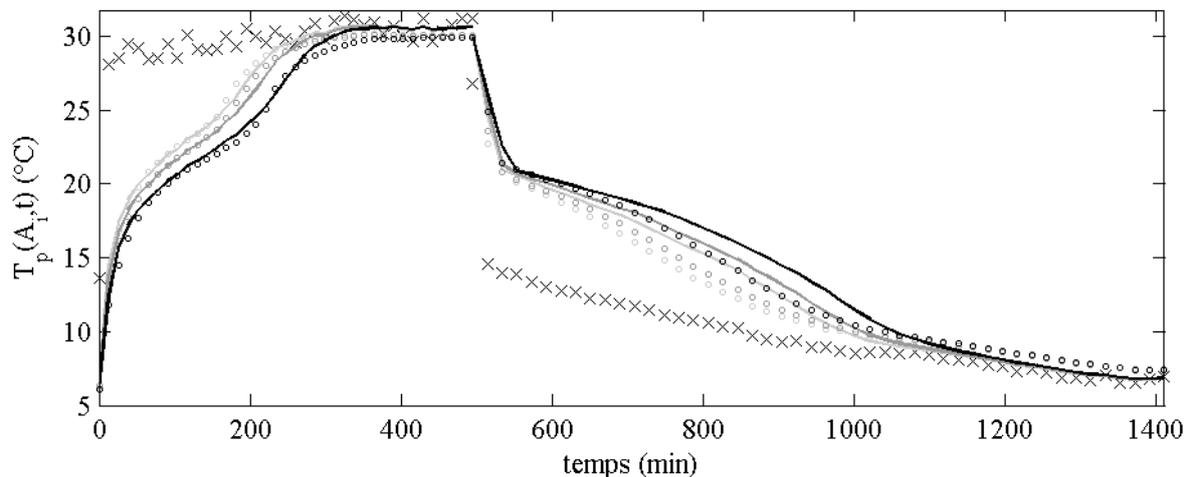


FIG. 7 : Températures des plaques en fonction du temps pour un cycle complet : rafraîchissement (de 0 à 500 minutes) et régénération (de 500 à 1400 minutes). Résultats expérimentaux au point  $A_1$  (lettre x) et  $A_3$  (points grays clairs),  $A_4$  (points grays) et  $A_6$  (points noirs). Résultats numériques aux points  $A_3$  (continu noir),  $A_4$  (continu gray) et  $A_6$  (continu gray clair). Vitesse de l'air  $v_{a,dis}=3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

La FIG. 8 montre une comparaison entre les puissances expérimentales et simulées en fonction du temps, selon l'équation suivante :

$$P_{cool} = \rho_a v_a S_a C p_a (T_a(A_1, t) - T_a(A_8, t)) \quad (6)$$

La simulation a été dans ce cas réalisée en prenant en compte les échanges entre l'écoulement d'air et l'air ambiant à travers le caisson en bois. Dans la FIG. 8, les résultats numériques et expérimentaux paraissent correspondre lors de la fonte. Bien que l'erreur moyenne sur la puissance instantanée soit égale à 10%, l'erreur sur l'énergie totale transférée est égale à 5% pour le demi-cycle de rafraîchissement. Concernant la régénération, les erreurs moyennes sur la puissance instantanée et l'énergie totale transférée sont d'environ 20%.

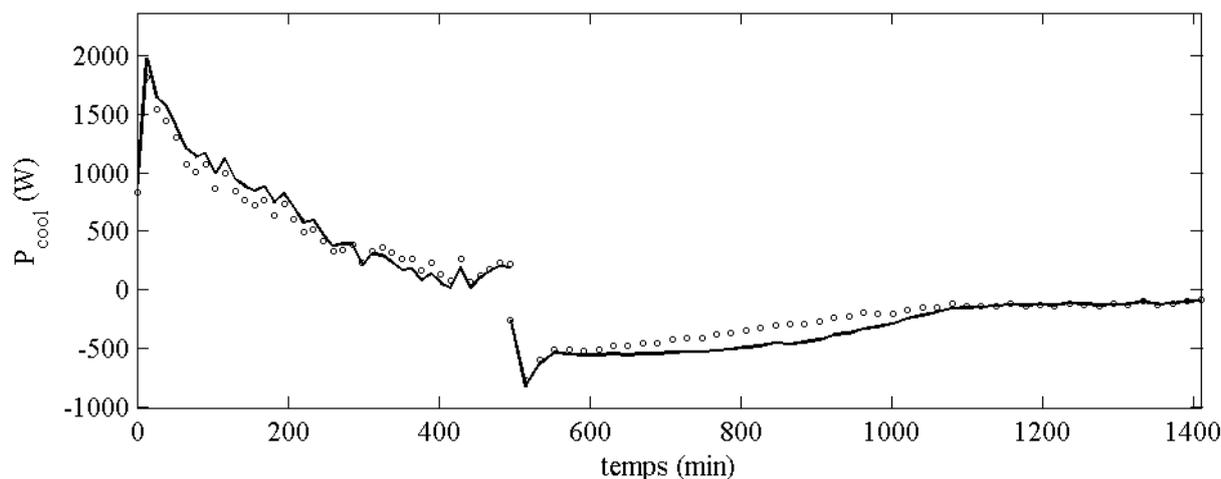


FIG. 8 : Puissance de refroidissement en fonction du temps. Résultats expérimentaux (points) et numériques (continu). Vitesse de l'air pour rafraîchissement (de 0 à 500 minutes)  $v_{a,dis}=4.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  et pour la régénération (de 500 à 1400 minutes)  $v_{a,dis}=3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

## 5 Conclusion

Un modèle numérique capable de simuler le cycle complet d'un échangeur-stockeur composé de matériau à changement de phase a été développé. Cet outil permet de prévoir le comportement du système durant les étapes de rafraîchissement et de régénération. Bien que les simulations rejoignent les résultats expérimentaux, des différences importantes ont été constatées pour la régénération de la phase solide du MCP. Dans le but de réduire les écarts, un nouveau modèle numérique de la solidification va être réalisé afin de calculer le coefficient d'échange dans le MCP dans le cas de la régénération avec plus exactitude ainsi qu'une caractérisation du MCP par calorimétrie pendant cette transition de phase.

## Références

- [1] Commission of the European Communities (CEC), « Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for air conditioners and comfort fans », Bruxelles, Full Impact Assessment 2009/125/EC, 2009.
- [2] V. A. A. Raj et R. Velraj, « Review on free cooling of buildings using phase change materials », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n° 9, p. 2819-2829, déc. 2010.
- [3] Y. Dutil, D. R. Rousse, N. B. Salah, et S. Lassue, « A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010.
- [4] S. B. Ekomy Ango, « Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment: développement d'un système actif à matériaux à changement de phase », Ph.D thesis, Arts et Métiers ParisTech, Talence, France, 2011.
- [5] F. Rouault, D. Bruneau, P. Sebastian, J. P. Nadeau, et J. Lopez, « Numerical modelling and experimental study of a box-section tube bundle thermal energy storage unit for free-cooling of buildings », présenté à Innostock 2012, Lleida, Spain, 2012.
- [6] RubiTherm GmbH, « RT - data sheets », [www.rubitherm.com](http://www.rubitherm.com), 2011. [En ligne]. Disponible sur: [www.rubitherm.com](http://www.rubitherm.com). [Consulté le: 07-oct-2011].
- [7] E. P. del Barrio et J.-L. Dauvergne, « A non-parametric method for estimating enthalpy-temperature functions of shape-stabilized phase change materials », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, n° 5-6, p. 1268-1277, 2011.
- [8] P. Dolado, A. Lazaro, J. M. Marin, et B. Zalba, « Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation », *Energy Conversion and Management*, vol. 52, n° 4, p. 1890-1907, 2011.
- [9] F. P. Incropera et D. P. De Witt, « Fundamentals of heat and mass transfer », 1985.