



Science Arts & Métiers (SAM)

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/6611>

To cite this version :

Fabien ROUAULT, Denis BRUNEAU, Serge EKOMY ANGO, Patrick SEBASTIAN, Jean-Pierre NADEAU, Jérôme LOPEZ - Analyse expérimentale et modélisation d'un échangeur-stockeur contenant des matériaux à changement de phase - 2012

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : scienceouverte@ensam.eu



Analyse expérimentale et modélisation d'un échangeur-stockeur contenant des matériaux à changement de phase

Fabien Rouault^{1*, 2}, Denis Bruneau², Serge Ekomy Ango³, Patrick Sébastian⁴, Jean-Pierre Nadeau⁵, Jérôme Lopez¹

¹Nobatek, Centre de Ressources Technologiques, 64600 Anglet, France.

²Arts et Métiers ParisTech, I2M (UMR 5295), dept. TREFLE, F-33400 Talence, France.

³Institut de recherches technologiques (IRT), B.P.14070 Libreville, Gabon.

⁴Université de Bordeaux, I2M (UMR 5295), dept. IMC, F-33400 Talence, France.

⁵Arts et Métiers ParisTech, I2M, dept. IMC, F-33400 Talence, France.

(Auteur correspondant : frouault@nobatek.com)

Résumé – Un outil de simulation dynamique a été développé afin d'étudier le comportement thermique d'un échangeur-stockeur contenant des matériaux à changement de phase dédié au rafraîchissement de l'air dans le bâtiment. Ce modèle prend en compte le phénomène de fonte par contact induit par la variation de densité entre les phases solide et liquide du MCP. Les résultats expérimentaux sont présentés et analysés afin de dégager le comportement dynamique de l'échangeur-stockeur soumis à un écoulement d'air à vitesse constante et à température d'entrée constante

Nomenclature

A	surface d'échange, m^2	χ	facteur correctif
C_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
d	diamètre, m	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
h	coefficient d'échange thermique, $W.m^{-2}.K^{-2}$	σ	Fraction volumique de MCP fondu
H	enthalpie, $J.m^{-3}$	<i>Indices</i>	
Q_v	Débit volumique, $m^3.s^{-1}$	a	écoulement d'air dans l'échangeur
S	section, m^2	dis	débitante
T	température, K	ext	Extérieur de l'échangeur-stockeur
t	temps, s	hyd	hydraulique
v	vitesse, $m.s^{-1}$	l	MCP liquide
x	coordonnée axiale, m	PCM	Matériau à changement de phase
<i>Symboles grecques</i>		s	MCP solide
β	Ratio largeur/ hauteur du tube	w	Paroi tubulaire

1. Introduction

Le taux d'équipement de climatisation est de 27% dans le secteur tertiaire et de 5% dans le secteur résidentiel. La croissance du marché de la climatisation a été de 9% entre 1996 et 2005[1]. Par conséquent, il est nécessaire de développer des solutions alternatives de confort thermique estival pouvant réduire la consommation énergétique. L'une de ses solutions est le rafraîchissement en utilisant un échangeur-stockeur à base de Matériaux à Changement de Phase (MCP). Ce procédé permet de stocker les apports de chaleur excédentaires d'un bâtiment durant la journée et de relâcher cette chaleur pendant la nuit vers l'extérieur si la température ambiante est inférieure à la température de cristallisation du MCP.

Dutil et al. [2] ont répertorié différentes modélisations et simulations sur les problèmes de changements de phase solide/liquide dans le cadre du stockage thermique par chaleur latente. Les auteurs concluent que la validation des modèles n'est souvent pas assez rigoureuse car les auteurs comparent leurs résultats seulement avec ceux de précédentes publications rédigées par leurs pairs. De plus, la variation des propriétés thermiques des MCP rend la généralisation des différents modèles difficiles.

Dans le cadre du projet universitaire de maison à énergie positive Napevomo (Figure 2), un système de rafraîchissement (Figure 1) composé de quatre caissons constitués d'un faisceau de tubes à section carrée remplis de 2 paraffines différentes avec des températures de changement de phase différentes, a été conçu et intégré dans cette maison [2]. Cette première expérience a permis de mettre évidence le besoin d'optimiser la conception de ce système prenant en compte les variabilités des propriétés thermiques des MCP et les paramètres météorologiques. Pour répondre à ce besoin, un outil de simulation dynamique du comportement d'un échangeur-stockeur a été développé. Le bilan énergétique du MCP est décrit sous une forme enthalpique afin de prendre en compte les propriétés thermiques du MCP via sa fonction enthalpie-température. De plus, Ce modèle monodimensionnel considère la fonte par contact de la phase solide du MCP sur la surface inférieure des tubes induite par la variation de densité entre les phases solide et liquide du MCP. Les premiers résultats numériques sont présentés et comparé aux résultats expérimentaux obtenues dans des conditions de laboratoires.

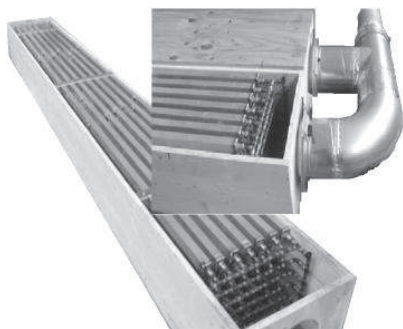
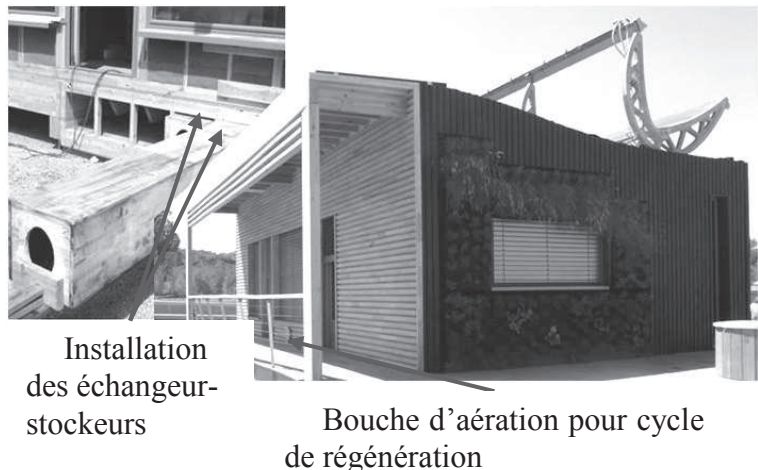


Figure 1 : Photographie des échangeur-stockeur MCP avec le circuit aéraulique



Installation des échangeur-stockeurs

Bouche d'aération pour cycle de régénération

Figure 2 : Photographie de la maison « Napevomo » et des échangeur-stockeurs installés [3]

2. Dispositif et résultats expérimentaux

2.1 Présentation du dispositif expérimental

L'échangeur-stockeur étudié est composé de 42 tubes d'aluminium parallèles (30mm x 40mm x 3440mm) espacés de 25 mm et répartis en quinconce sur 7 rangées (Figure 1). L'air circule globalement parallèlement au faisceau de tubes, des déflecteurs sont cependant fixés le long des tubes afin d'assurer une circulation de l'air répartie et turbulente. Les tubes remplis d'une paraffine commerciale Rubitherm RT28 HC [4] sont interconnectés par un circuit ouvert de tube en cuivre pour libérer les contraintes mécaniques dues à la variation de volume du MCP lors de son changement de phase. Ce réseau de tubes permet également le remplissage des tubes par la paraffine préalablement fondue. Le faisceau de tubes est installé dans un caisson en bois dont la section extérieure est de 300mmx400mm (Figure 1)

Un dispositif expérimental a été réalisé afin d'étudier le comportement de l'échangeur-stockeur dans des conditions de laboratoire (Figure 3). Il est composé de l'échangeur-stockeur, d'un ventilateur à vitesse variable et d'une réserve d'air préchauffé et maintenu à température quasiment constante comprise entre 30°C et 50°C. L'échangeur-stockeur est pré-refroidi par de l'air frais nocturne avant chaque expérience. L'air dont la vitesse débitante (vitesse moyenne dans la conduite entre le ventilateur et l'échangeur-stockeur) varie entre 2 m.s⁻¹ et 6 m.s⁻¹ traverse le dispositif et est rejeté dans la salle d'expérience dans laquelle l'échangeur-stockeur est installé. L'expérience fonctionne jusqu'à ce que la fonte du MCP soit complète.

4 thermocouples de type K mesurent la température de l'air le long de son trajet dans le dispositif : le premier en amont de l'échangeur-stockeur (A₁), les deux suivant (A₂) et (A₃) respectivement à 0.55 m et 1.22 m de l'entrée de l'échangeur stockeur et le dernier en aval du faisceau de tube (A₄). Les températures sont enregistrées avec un pas de temps d'une minute.

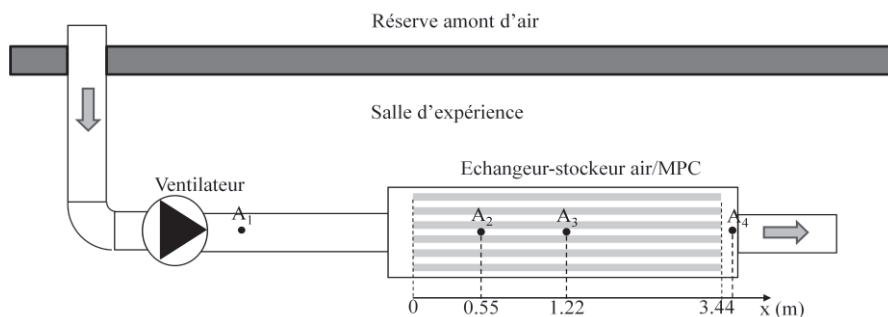


Figure 3 : Schéma du dispositif expérimental; A₁, A₂, A₃, A₄: Thermocouple de type K (mesure de la température de l'air)

2.2 Présentation et analyse succincte des résultats expérimentaux

Les expériences ont été menées pour 5 vitesses d'air débitantes différentes v_a , dans une conduite de diamètre Ø200mm, présentées dans le Tableau 1. Ces vitesses sont les moyennes des vitesses locales mesurées le long du diamètre de la gaine par un anémomètre à fil chaud. Les vitesses intrinsèques de l'air v_a correspondantes entre les tubes d'aluminium et les débits $Q_{v,a}$ sont présentés en Tableau 1. Afin d'illustrer les résultats expérimentaux, les mesures de température pour une vitesse v_a égale à 2.1 m.s⁻¹ sont présentées en Figure 4. Les résultats ont été tracés avec un pas de temps de 5 min pour améliorer la lisibilité du graphique

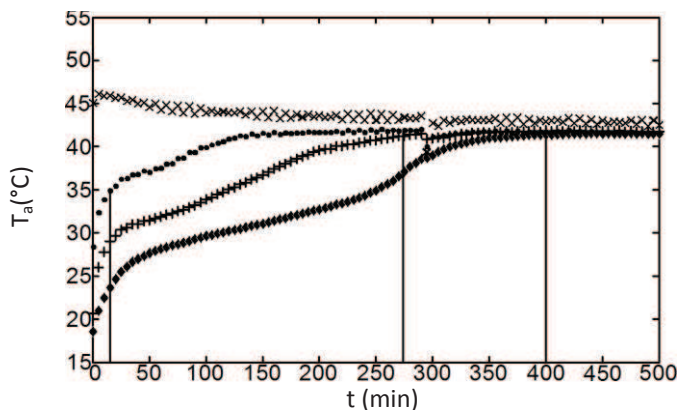


Figure 4 : Température de l'air en fonction du temps (Résultats expérimentaux) pour une vitesse $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$ à A₁ (lettre x) ; in A₂(points), A₃ (croix) and

in A_4 (losanges)

$v_{a, dis}(m.s^{-1})$	$v_a(m.s^{-1})$	$Q_{v,a}(m^3.h^{-1})$
2.5	1.2	282
3.1	1.5	350
4.5	2.1	509
5.7	2.7	640

Tableau 1 : Vitesse et débits expérimentaux

A partir des résultats expérimentaux présentés en Figure 4, la période de rafraîchissement totale peut être décomposée en quatre phases principales :

- Phase 1 (de 0 à 20 minutes): rafraîchissement de l'air par la chaleur sensible du système. Les températures de l'air à l'intérieur de l'échangeur stockeur (A_2 and A_3) et celle en aval (A_4) résulte de la chaleur sensible des composant solide du système (MCP solide, tubes aluminium et cuivre).
- Phase 2 (de 20 à 270 minutes): Rafrâichissement par chaleur latente. La fonte du MCP est la source principale de rafraîchissement de l'air le long de l'échangeur-stockeur.
- Phase 3 (de 270 à 400 minutes): Rafrâichissement par chaleur sensible du MCP liquide et des composants. La fonte du MCP est complète et la chaleur spécifique des différents matériaux influence la température de l'air le long du système.
- Phase 4 (de 400 à 500 minutes): régime stationnaire. La température de l'air le long du système se stabilise vers une température dépendant seulement de la température d'entrée (air venant de la réserve de préchauffage) et de la température de l'environnement de l'échangeur stockeur (salle d'expérience).

La paraffine RT28 HC utilisée dans le système de rafraîchissement est un produit commercial, sa transition de changement de phase est donc une fonction graduelle de la température. La fonction enthalpie-température a été établie par les propriétés physiques présentées par Rubitherm [4], les résultats expérimentaux [5], [6] et une approche descriptive de ces résultats expérimentaux proposée par [7], [8], [9]

3. Modélisation et résultats numériques

3.1 Approche de modélisation et procédure numérique

Un modèle des transferts de chaleur se produisant dans l'échangeur-stockeur composé de tube à section rectangulaire est proposé dans cette partie. Ce modèle monodimensionnel assure une évaluation précise des échanges de chaleur entre les parois des tubes et du MPC lors de sa fonte. En effet, le ratio β entre la hauteur et la largeur de tubes étant proche de 1 (section quasiment carrée), la fonte par contact de la phase solide et la paroi inférieure de ces tubes agit comme un phénomène prédominant dans les transferts de chaleur [10].

Les équations principales de ce modèle sont transitoires et monodimensionnelles le long de l'axe principal du système, dénoté x , correspondant à la direction longitudinale des tubes et de l'écoulement de l'air. Les transferts thermiques le long de l'axe x dans le MCP sont considérés négligeables. De plus, il est considéré que la température locale du MCP $T_{PCM}(x, t)$ est une fonction réversible de son enthalpie $H_{PCM}(x, t)$. La Figure 5 est un schéma représentant une partie de la section longitudinale d'un tube rempli de MCP. Sur ce schéma, les trois moitiés de passage de l'air sont représentées en blanc, les parois du tube sont hachurées et le MCP solide est gris. De plus, Les variables locales utilisées dans les équations principales sont indiquées.

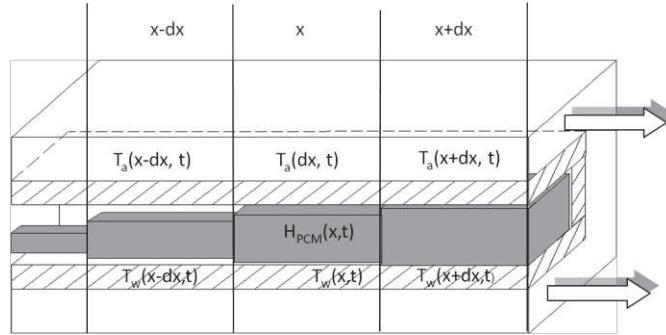


Figure 5 : Schéma représentant la partie d'une section longitudinale d'un tube rempli de MCP (direction du débit d'air : flèche blanche)

Les équations principales de conservation d'énergie du système complet sont décrites dans 3 domaines d'une longueur dx : l'air, les parois tubulaires et le MCP solide et liquide. Ces équations sont les suivantes:

$$\text{Air: } \rho_a v_a S_a C p_a \frac{\partial T_a}{\partial x} + \rho_a C p_a S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} = h_{a-w} \cdot A_{a-w} \cdot (T_w - T_a) + h_{ext-a} \cdot A_{ext-a} \cdot (T_{ext} - T_a), \quad (1)$$

Parois tubulaires :

$$\rho_w C p_w S_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \lambda_w \cdot S_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + h_{a-w} \cdot A_{a-w} \cdot (T_a - T_w) + h_{w-PCM} \cdot A_{w-PCM} \cdot (T_{PCM}(H_{PCM}) - T_w), \quad (2)$$

$$\text{MCP solide et fondu: } S_{PCM} \frac{\partial H_{PCM}}{\partial t} = h_{w-PCM} \cdot A_{w-PCM} \cdot (T_w - T_{PCM}(H_{PCM})). \quad (3)$$

Le modèle présenté est transitoire et 1D. Par conséquent, les variables T_a , T_w and H_{PCM} sont fonction de l'espace suivant x et du temps t . Le coefficient d'échange h_{ext-a} entre l'air circulant dans l'échangeur (convection forcée) et celui à l'extérieur (convection naturelle) prend en compte également en compte la conduction dans l'enveloppe en bois. L'expression du coefficient d'échange convectif entre l'air et les parois tubulaires h_{a-w} est la suivante:

$$h_{a/w}(x) = \frac{Nu_{a-w}(x) \cdot \lambda_a}{d_{hyd}}, \quad (4)$$

Dans lequel le nombre de Nusselt Nu_{a-w} est calculé de la manière suivante :

$$Nu_{a-w}(x) = \chi(x) Nu_{a-w}^{fully\ developed}(x) \text{ avec } \chi(x) = \begin{cases} =k_1 \text{ for } x \in [0; a] \\ =k_2 \text{ for } x \in [a; x(A_d)] \end{cases} \quad (5)$$

$Nu_{aw}^{fully\ developed}$ est obtenu par les corrélations classiques pour l'écoulement d'un fluide dans des conduites non-circulaires [11], [12]. Dans ces équations précédentes, nous avons choisi de pondérer les corrélations du nombre de Nusselt par un facteur correctif $\chi(x)$. Ce facteur est utilisé afin de prendre en compte les effets de bords et les déflecteurs (les corrélations de Nusselt originales sont établies pour des écoulements établis). La valeur des paramètres k_1 , k_2 and a (eq-(5)) sont calibrés sur des résultats expérimentaux.

Le coefficient d'échange entre les parois des tubes et le MCP h_{w-PCM} est calculé suivant les corrélations proposées par Hirata et al. qui ont étudié la fonte par contact du MCP (glace et octadécane) dans un tube horizontal de section rectangulaire chauffé isothermiquement. Par une approche expérimentale, les auteurs mettent évidence que les transferts thermiques entre les parois et le MCP sont principalement induits par de la conduction.

3.2 Résultats numériques et interprétations

Dans cette partie, les simulations ont été menées dans les conditions aux limites et initiales induites par les conditions expérimentales. Un facteur correctif est proposé ci-dessous basé sur la calibration des résultats numériques des températures d'air sur les résultats expérimentaux pour une vitesse $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$.

$$\chi(x) = \begin{cases} = 2 & \text{for } x \in [0; x(A_2)] \\ = 1.5 & \text{for } x \in [x(A_2); x(A_4)] \end{cases} \quad (6)$$

Les figures 6, 7 et 8 montrent l'évolution des températures de l'air T_a , des parois tubulaires T_w and du MCP T_{PCM} aux points de A_1 , A_2 , A_3 and A_4 du système. La Figure 9 montre les fractions de MCP fondu σ en fonction du temps en A_2 , A_3 and A_4 ainsi que la fraction totale de fondu.

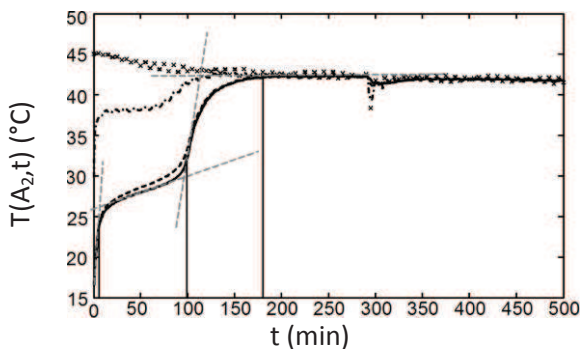


Figure 6 : Températures calculées en fonction du temps au points A_1 pour l'air (lettre x) et A_2 pour l'air (trait-point), tubes (trait) et PCM (continu), $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$

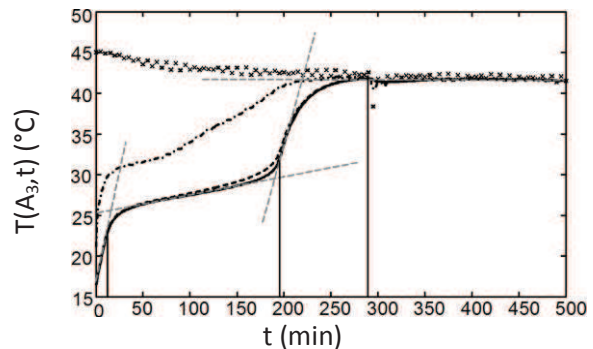


Figure 7 : Températures calculées en fonction du temps au points A_1 pour l'air (lettre x) et A_2 pour l'air (trait-point), tubes (trait) et PCM (continu), $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$

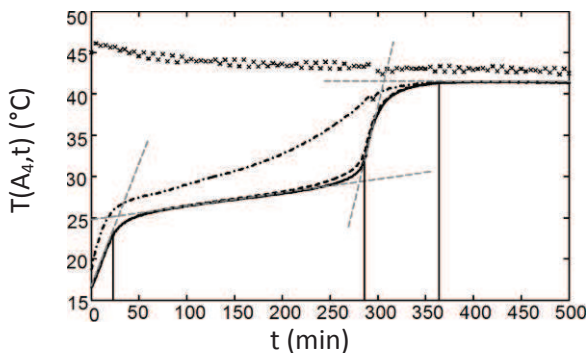


Figure 8 : Températures calculées en fonction du temps au points A_1 pour l'air (lettre x) et A_2 pour l'air (trait-point), tubes (trait) et PCM (continu), $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$

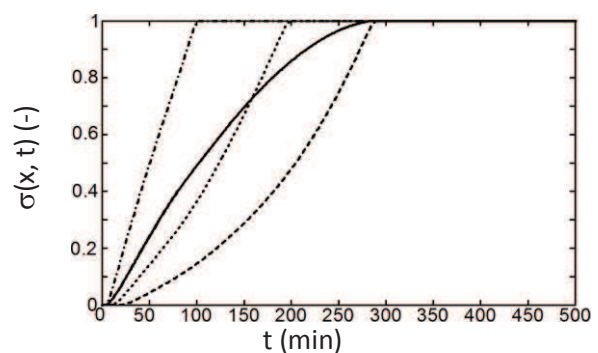


Figure 9 : Fraction volumique de MCP fondu ($\sigma(x, t)$) en fonction du temps au points A_2 (trait-point), A_3 (point), A_4 (trait) et la fraction totale (continu), $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$

Sur Les figures 6, 7, et 8, l'évolution des températures peut-être décomposée en 4 phases équivalentes à celle présentée dans le paragraphe 2.2. Pour chaque phase, une droite (en pointillé gris) est tracée sur la courbe de température du MCP afin de démarquer chaque phase des autres. De plus, l'évolution des fractions de fondus en Figure 9 confirme ces constatations. Par exemple, en se basant sur la Figure 8, les phases d'état du système au point (A_4) sont les suivantes :

- Phase 1 (de 0 à 20 min): chaleur sensible du MCP solide. Il est considéré que l'allure de la courbe est de la forme exponentielle (du type $T(A_4,t) \propto 1 - \exp[-t/\tau]$) dont la température finale est 41.3°C (température d'équilibre du système en phase 4). Par conséquent, la

tangente à $t=0$ est tracée et la constant de temps τ_s est égale $t=81$ min. Sur la Figure 9, La fraction de fondu est égale à 0 en A_4 durant cette phase

- Phase 2 (de 20 to 290 min): la fonte du MCP en A_4 commence à $t=20$ min (cf. Figure 9), significativement en-dessous de τ_s . La transition entre les phases 1 et 2 est donc démarquée par la séparation entre la courbe de température et sa tangente tracée en Figure 8. Pendant cette phase, la température évolue linéairement de 80 à 230 min. La transition entre les phases 2 et 3 est ensuite initiée jusqu'à ce que le MCP est complètement fondu à $t=290$ min ($\sigma=1$ sur la Figure 9). Cette fin de transition est marquée par un point d'inflexion sur la courbe de température du MCP en Figure 8.
- Phase 3 (de $t= 290$ à 360 min): chaleur sensible de MCP liquide. L'allure de la courbe est de forme exponentielle dont la limite est 41.3°C et la constante de temps τ_l est 14 minutes. La température du MCP est considéré stabilisée $5. \tau_l$, c'est-à-dire 70 min après le début de la phase.
- Phase 4 (de $t= 360$ à 500 min): Régime stationnaire. Le système a atteint son état d'équilibre entre l'entrée et l'emplacement A_4 .

Bien que les différents phases des états consécutifs du MCP peut-être établie de façon claire en chaque point du système, il est difficile de définir une analyse globale du système plus précise que celle réalisée dans le paragraphe 2.2. Ceci est principalement dû à l'important décalage des différentes phases entre l'entrée et la sortie de l'échangeur-stockeur. En effet, il y a une différence de 180 minutes entre la fin de la phase 3 en A_2 et en A_4 alors que le système atteint son équilibre final à $t=350$ min. Cependant la Figure 9 donne une information globale sur le début de la fonte du MCP définie à $\sigma_{total} = 0.01 : 08$ min (20 min dans l'analyse expérimentale) et la fin de la fonte définie à $\sigma_{total} = 0.99 : 270$ min (270 min dans l'analyse expérimentale).

La Figure 10 montre une comparaison des températures d'air en A_1, A_2, A_3 et A_4 entre les résultats expérimentaux et numériques pour une vitesse intrinsèque d'air v_a de 2.1 m.s^{-1} . Les températures en A_1 sont communes à la simulation et à l'expérience car elles font parties des conditions aux limites imposées dans le modèle. Une erreur de $\pm 10\%$ est estimée sur la mesures des vitesses d'air. Les barres d'erreurs représentent les limites l'influence de cette incertitude sur les résultats numériques.

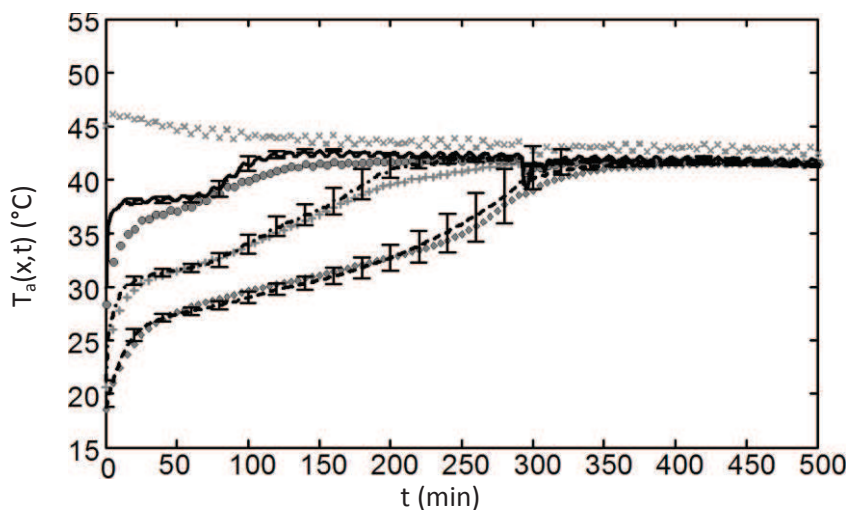


Figure 10 : Températures de l'air en fonction du temps pour les résultats expérimentaux en $A_1(x), A_2$ (points), A_3 (croix) et A_4 (losanges) et numériques en $A_1(x), A_2$ (continu), A_3 (trait-point) et A_4 (trait s) $v_a=2.1 \text{ m.s}^{-1}$

Les résultats numériques coïncident globalement avec les résultats expérimentaux. Cependant, un écart entre les températures expérimentales et numériques en A_2 est notable. En effet, la phase 2 (fonte du MCP) en A_2 est plus marquée dans la simulation que lors de l'expérience, c'est-à-dire que la fonte du MCP influence plus la température de l'air dans la simulation. Il a été supposé dans le modèle que la fonte de MCP par contact a lieu dans tout la longueur des tubes alors qu'en pratique en début de fonte la carotte de MCP solide est maintenue au centre du tube par le MCP non fondu dans le reste des tubes ce qui freine le transfert thermique.

4. Conclusion

Un outil de simulation dynamique d'un échangeur-stockeur à faisceau de tubes rectangulaires entre de l'air et un matériau à changement de phase a été développé. Cette démarche a permis de mettre en évidence le comportement de fonte du MCP dans les tubes et ainsi d'en conclure que le phénomène de la fonte par contact est non négligeable dans ce type de configuration. Ce phénomène permet d'obtenir un bon coefficient d'échange entre le MCP solide et la paroi tubulaire inférieur et donc de compenser la faible conductivité du MCP.

Afin de corriger et valider le modèle numérique, il est nécessaire de réduire les incertitudes de mesure et de modélisation. Pour cela, de nouvelles mesures seront réalisées en disposant des thermocouples à la surface des tubes aluminium et une caractérisation par calorimétrie différentielle du matériau à changement de phase sera faite.

Références

- [1] *Energy Efficiency and certification of central air conditioners- study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the commission of the E.U.*, vol. 1. 2003.
- [2] 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.
- [3] S. Vega Sanchez, *Solar Decathlon 2010: Toward Energy Efficient Buildings*. 10Action Project, Intelligent Energy Europe Program.
- [4] RubiTherm GmbH, « RT - data sheets », *www.rubitherm.com*, 2011. [Online]. Available: www.rubitherm.com. [Accessed: 07-oct-2011].
- [5] S. Ekomy Ango, D. Bruneau, P. Sebastian, et A. Sommer, « Caractérisation expérimentale des performances d'un échangeur à faisceau tubulaire air/MCP », in *Proceedings of SFT 2011 Congress*, Perpignan, France, 2011, vol. 2, p. 1005-1011.
- [6] 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.
- [7] J.-L. Dauvergne et E. Del Barrio, « A Spectral Method for Low-Dimensional Description of Melting/Solidification Within Shape-Stabilized Phase-Change Materials », *Numerical Heat Transfer Part B: Fundamentals*, vol. 56, n° 2, p. 142-166, 2009.
- [8] J.-L. Dauvergne et E. Palomo del Barrio, « Toward a simulation-free pod approach for low-dimensional description of phase-change problems », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, n° 8, p. 1369-1382, août 2010.
- [9] 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.
- [10] T. Hirata, Y. Makino, et Y. Kaneko, « Analysis of close-contact melting for octadecane and ice inside isothermally heated horizontal rectangular capsule », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, n° 12, p. 3097-3106, déc. 1991.
- [11] F. P. Incropera et D. P. De Witt, « Fundamentals of heat and mass transfer », 1985.
- [12] R. K. Shah, W. Aung, et S. Kakaç, *Handbook of single-phase convective heat transfer*. John Wiley & Sons, 1987.