

Etude du stockage/déstockage cyclique de l'énergie thermique par Matériaux à Changement de Phase dans une enceinte rectangulaire

Abderrahmane EL HANAFI^{1*}, Nicolas BLET¹, Abdelhamid KHEIRI¹, Benjamin REMY¹

¹Université de Lorraine, CNRS, LEMTA, F-54000 Nancy, France

* (auteur correspondant : abderrahmane.el-hanafi@univ-lorraine.fr)

Résumé - Cet article présente l'étude du comportement transitoire d'un matériau à changement de phase (MCP) soumis à des conditions limites statiques et périodiques de stockage thermique. Une validation du modèle numérique est effectuée en comparant ses résultats avec ceux obtenus sur une installation expérimentale consistant en un réservoir de forme parallélépipédique contenant le MCP et qui est isolé sur toutes les surfaces sauf une où l'on impose la température. En température imposée constante ou cyclique, l'étude présente des résultats de l'évolution de la fraction liquide en fonction du temps. Ces résultats montrent que le système n'est pas efficace de manière symétrique pour le stockage et pour le déstockage de la chaleur. Lorsque le cycle de la température imposée est long, on constate que la température moyenne dans le MCP demeure plus élevée et le front de solidification est plus éloigné de la source de chaleur. Ceci rend le déstockage de la chaleur moins efficace car son transfert se fait par conduction sur une plus grande épaisseur de MCP.

Nomenclature

Bi	nombre de Biot	P	demi-période, s
Fo	nombre de Fourier	Ste	nombre de Stefan
h	enthalpie sensible spécifique, J/kg.K	T	température du MCP, K
H	enthalpie totale spécifique, J/kg.K	u	vitesse du liquide, m/s
ΔH	enthalpie latente, J/kg.K	β	fraction liquide
L	longueur de la cavité, m	γ	coefficient d'expansion thermique, 1/K
L_f	enthalpie de fusion, J/Kg	μ	viscosité dynamique, mPa.s
\overline{Nu}	nombre de Nusselt moyen	ρ	masse volumique, kg/m ³

1. Introduction

L'intermittence des sources d'énergie thermique soulève le problème de la disponibilité de l'énergie au bon moment et avec la puissance souhaitée. Pour améliorer l'efficacité énergétique des systèmes ou des sources d'énergie intermittentes, le stockage d'énergie thermique [1] est devenu une solution très recherchée dans les applications industrielles et domestiques [2]. Ces systèmes permettent de stocker l'énergie excédentaire pendant les périodes de haute production (disponibilité-consommation) et de réutiliser cette énergie pendant les périodes de faible production.

Les MCP (matériaux à changement de phase) [3] sont utilisés pour stocker et récupérer la chaleur dans des systèmes intermittents, tels que les systèmes solaires et de bâtiments [4]. Pour obtenir de bonnes performances thermiques, les MCPs doivent être choisis en fonction de leur température de changement de phase. Cependant, ces matériaux ont de faibles conductivité et diffusivité thermiques [5], ce qui affecte leur performance en termes de temps caractéristique de stockage d'énergie thermique. Dans la littérature [6,7,8], les études des systèmes TES avec MCP se sont concentrées sur la compréhension des mécanismes de transferts de chaleur et d'écoulement des fluides pendant le changement de phase solide-liquide. Cependant, ces études

ont souvent été effectuées dans des conditions fixes ou ont négligé la convection libre, qui pourtant joue un rôle important dans le transfert de chaleur.

Dans le présent travail, une étude numérique et expérimentale est proposée pour analyser le comportement dynamique d'un système de stockage d'énergie thermique. Par le biais d'un logiciel commercial CFD, basé sur la méthode des volumes finis, des simulations numériques 2D sont réalisées et comparées aux résultats expérimentaux. Elles permettent d'évaluer les températures dans le milieu, de suivre l'interface solide/liquide et d'étudier la réponse du système à toute excitation thermique cyclique appliquée à sa frontière. L'effet de l'amplitude et de la fréquence de cette excitation est étudié pour optimiser la conception du système de stockage d'énergie thermique en termes de temps de stockage/déstockage et de puissance totale emmagasinée/relâchée.

2. Dispositif expérimental

Un banc d'essai a été construit pour étudier la dynamique de stockage/récupération de la chaleur. Il consiste en une cavité parallélépipédique contenant de la Paraffine RT-42 comme MCP (Figure 1). La cavité est constituée de Plexiglas de faible conductivité thermique, ce qui permet de réduire fortement les pertes de flux de chaleur à travers les parois. Sur l'une des grandes faces latérales, le Plexiglas[®] est remplacé par du Téflon[®] afin de permettre la mesure du champ de température 2D par caméra infrarouge. Ce matériau a été choisi du fait de son caractère semi-transparent d'une part, et de sa conductivité thermique proche de celle du MCP utilisé d'autre part. L'épaisseur de la paroi en Téflon[®] (2 mm) est également faible, ce qui permet de considérer une plaque thermiquement mince ($Bi \ll 1$). Cette mesure thermique permet directement de calculer la fraction liquide locale, selon l'équation (2).

Sur un côté de la cavité, deux cellules Peltier commandées par un contrôleur PID sont placées sur une plaque en cuivre. Le contrôleur PID est connecté à un ordinateur pour imposer le signal de température souhaité à partir de la mesure par sonde PT100 sur la plaque en cuivre. Une boîte à eau en aluminium reliée à un bain thermostaté est placée de l'autre côté des cellules Peltier pour assurer leur gestion thermique.

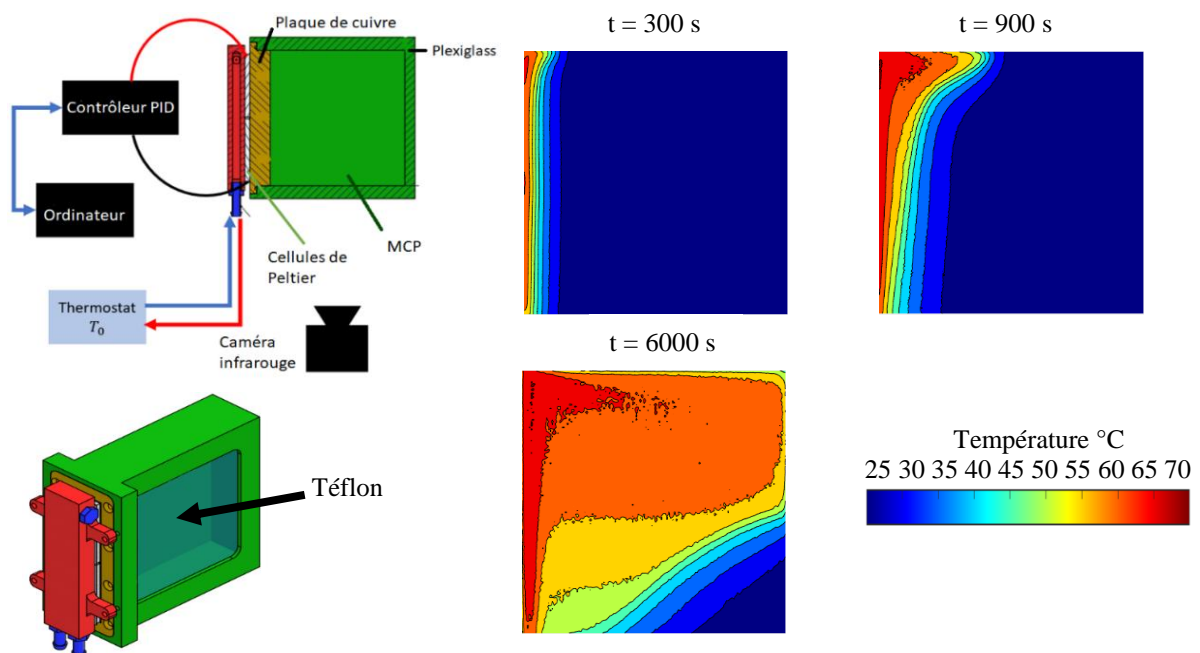


Figure 1 : Schéma du banc d'essai et illustration des champs de températures mesurés

Lors des manipulations, la cavité est remplie de MCP en laissant un petit espace d'air au niveau de la surface supérieure du MCP pour permettre sa dilatation thermique volumique lors du changement de phase. La température initiale du milieu est réglée à 25°C. Les propriétés thermiques de la Paraffine RT-42 ont été obtenues à partir de la fiche technique du fabricant [9]. La masse volumique de la phase liquide ρ a été mesurée en utilisant un densimètre à tube vibrant. Cette mesure a été effectuée en fonction de la température, ce qui a permis d'en déduire le coefficient de dilatation thermique γ . L'ensemble des propriétés thermo-physiques utiles, supposées indépendantes de la température, est présenté dans le tableau 1.

<i>Paramètre</i>	<i>Valeur</i>
Température de fusion (°C)	38-43
Chaleur latente de fusion (kJ/kg)	143
Capacité thermique spécifique (J/(kg.K))	2000
Conductivité thermique (W/(m.K))	0.2
Masse volumique du solide à 15°C (kg/m ³)	880
Masse volumique du liquide à 70°C (kg/m ³)	762
Coefficient de dilatation thermique (K ⁻¹)	0.0008

Tableau 1 : *Propriétés thermophysiques de la paraffine RT-42*

En raison de sa forte variation avec la température, la viscosité de la phase liquide est considérée dépendante de la température. Elle a été mesurée à l'aide d'un viscosimètre à cône rotatif et à plaque. À partir de la mesure, une interpolation a été effectuée afin de l'approximer dans notre plage de température étudiée :

$$\mu(T) = 2.280173 - 0.02029761 \times T + 0.000060525 \times T^2 - 6.036209 \times 10^{-8} \times T^3 \quad (1)$$

où μ est la viscosité dynamique du MCP fondu en mPa.s et T est la température en K.

3. Modèle numérique

La géométrie considérée pour le modèle numérique sur le logiciel CFD Ansys Fluent est une enceinte rectangulaire bidimensionnelle de 84x80 cm. Elle est composée de deux milieux : une plaque en cuivre (dans laquelle l'équation de diffusion est résolue), sur laquelle la température est imposée, et le second milieu contenant la Paraffine RT-42. À l'exception du côté gauche, toutes les parois sont considérées adiabatiques. La température initiale est fixée à 25 °C. Afin de simuler la montée en températures réalisée sur le banc expérimental, la température imposée numériquement sur la paroi en cuivre évolue linéairement de 25 °C à 70 °C sur une durée de 200 secondes, et reste ensuite constante.

Le changement de phase se produit dans un intervalle de température [T_{solide} , $T_{liquide}$] et la "fraction liquide" locale β est introduite pour suivre explicitement l'interface de changement de phase. Elle s'exprime par :

$$\beta = 0 \text{ si } T < T_{solide}, \beta = 1 \text{ si } T > T_{liquide}, \beta = \frac{T - T_{solide}}{T_{liquide} - T_{solide}} \text{ si } T_{solide} < T < T_{liquide} \quad (2)$$

où $T_{solide} = 311,15$ K et $T_{liquide} = 316,15$ K pour le MCP utilisé ici.

Pour modéliser le changement de phase du MCP, un modèle appelé "Enthalpie-porosité" proposé par Voller et Prakash [10] est utilisé. Ce modèle ajoute un terme source à l'équation de la quantité de mouvement pour avoir une vitesse nulle dans la phase solide et un gradient de pression dans la zone de changement de phase.

En considérant un fluide newtonien, le terme supplémentaire ajouté à l'équation de la quantité de mouvement de l'écoulement incompressible prend la forme $-A(T)\bar{u}$, avec \bar{u} la vitesse du fluide et $A(T)$ déterminé par :

$$A(T) = \frac{(1-\beta(T))^2}{(\beta(T)^3+\epsilon)} A_{mush} \quad (3)$$

Le terme ϵ est un petit nombre qui permet d'empêcher toute division par zéro dans la phase solide. Le terme constant A_{mush} contrôle la vitesse de solidification dans la zone de changement de phase. La valeur de A_{mush} peut fortement influencer la précision des résultats [11]. Une valeur optimale de 10^8 a été trouvée par itération dans le cadre de la présente étude.

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie utilisées sont donc :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) &= \mu \nabla^2 \bar{u} - \nabla P + \rho g - A(T) \bar{u} \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} H) &= \nabla \cdot (k \nabla T) \end{aligned} \quad (4)$$

où \bar{u} est le vecteur de vitesse, ρ est la masse volumique du fluide, g est l'accélération gravitationnelle et H est l'enthalpie totale calculée comme la somme de l'enthalpie sensible h et de la chaleur latente ΔH (dépendante de la fraction liquide) :

$$H = h + \Delta H, \quad h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT, \quad \Delta H = \beta L_f \quad (5)$$

avec h_{ref} l'enthalpie de référence à une température T_{ref} et L_f l'enthalpie totale de fusion.

L'approximation de Boussinesq est utilisée dans le calcul avec une masse volumique liquide exprimée à partir du coefficient de dilatation thermique γ :

$$\rho = \rho_0 (1 - \gamma \Delta T) \quad (6)$$

Le schéma SIMPLE est utilisé pour le couplage pression-moment et l'algorithme PRESTO est utilisé pour les corrections de pression. Le schéma amont d'ordre deux est adopté pour la discrétisation des équations de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le résidu minimal est de 10^{-4} pour l'équation de continuité, de 10^{-5} pour l'équation de quantité de mouvement et de 10^{-8} pour l'équation d'énergie. Le nombre des mailles total (MCP + plaque en cuivre) est 27121 et le pas de temps est 0,1 s.

4. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

L'évolution du champ de fraction liquide calculée par le modèle numérique est représentée sur la Figure 2. L'avancement peut être caractérisé par une séquence de quatre régimes. Au début, le régime conductif domine les phénomènes de transfert de chaleur, la fusion est rapide en raison de l'augmentation soudaine de la température et le front de fusion est vertical. Après quelques secondes, la partie supérieure du front de fusion, régie par la convection, est plus avancée que la partie inférieure toujours dominée par la conduction ; il s'agit d'un régime mixte (Figure 2-a). Ensuite, la convection naturelle domine les transferts de chaleur et affecte la forme du front. Celui-ci est entraîné par la différence de température à l'intérieur du MCP liquide (Figure 2-b). Enfin, les champs de température (figure 1) sont plus uniformes dans le milieu liquide, la convection diminue en intensité et du MCP solide est toujours présent dans le coin inférieur droit de la cavité (Figure 2-c).

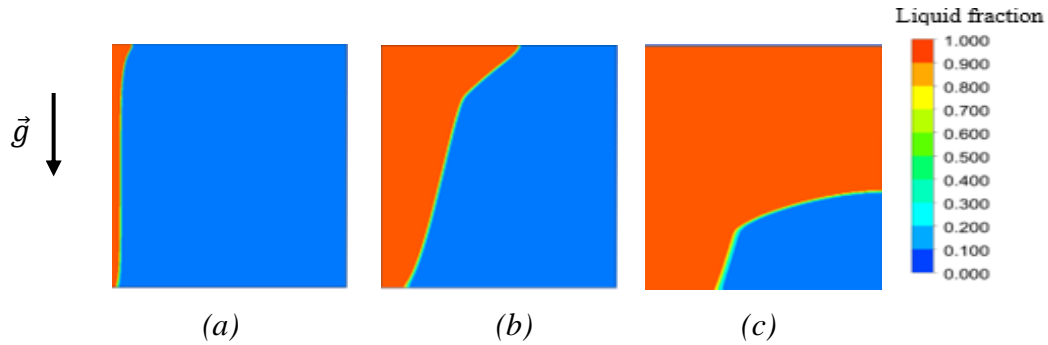


Figure 2 : *Forme d'interface Liquide-Solide pour différents instants*

La Figure 3 compare l'évolution de la fraction liquide globale (moyenne des fractions liquides locales sur l'ensemble du champ 2D) dans la cavité en fonction du temps, pour le modèle numérique et deux essais expérimentaux. Pour les données expérimentales, les points noirs présentent les résultats avec des parois latérales non isolées, et les points rouges présentent ceux avec des parois isolées avec du polystyrène sur les grandes faces avant et arrière de la cavité. Les trois tracés apparaissent bien ajustés lors des trois premiers régimes. Dès que le front de fusion s'éloigne trop de la source de chaleur, l'écart entre les points noirs et les autres devient de plus en plus important. Le MCP solide dans le coin inférieur droit de la cavité doit en effet à ce moment récupérer l'énergie émise par la source de chaleur, mais la convection est faible pour la transporter jusqu'au front de solidification. Les pertes de chaleur à travers la plaque de Téflon ont alors une incidence forte sur la puissance réelle arrivant jusqu'au front, ce qui ralentit considérablement le processus de fusion. Les premières mesures expérimentales (sans isolation) impliquent donc plus de biais pour les temps finaux du processus de fusion. Les nouveaux résultats expérimentaux (points rouges) en réduisant les pertes à travers la plaque en Téflon (autant que possible) semblent être plus en accord avec les simulations. A $t = 3000$ s, un point d'inflexion est mis en évidence par les résultats numériques. Il correspond à l'arrivée du front de fusion sur la paroi droite de la cavité. Les données expérimentales montrent que la fusion reste en fait assez lente car cette paroi de la cavité perd une partie de l'énergie avec l'environnement (à travers la plaque en Plexiglass). À l'inverse, pour le modèle numérique, les parois sont considérées adiabatiques, de sorte que le transfert de chaleur vers le front fondu dans le coin supérieur droit est maximum, impliquant ce saut de la fraction liquide.

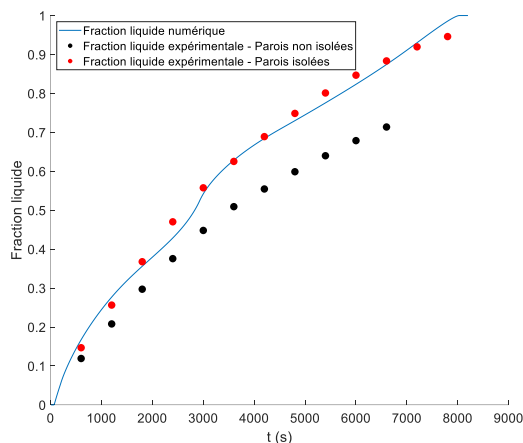


Figure 3 : *Fractions liquides expérimentales et numérique en fonction du temps*

Pour compléter cette étude, les régimes d'écoulement sont identifiés en traçant le nombre de Nusselt moyen (Figure 4) correspond au transfert de chaleur global entre le MCP et la source de chaleur qui est défini par :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (7)$$

où \bar{h} est le coefficient de transfert de chaleur moyen en surface, L est la hauteur de la cavité et k est la conductivité thermique du MCP.

Le coefficient \bar{h} est évalué à partir de la totalité de la chaleur absorbée par le MCP :

$$\bar{h} = \frac{Q_n - Q_{n-1}}{S(\overline{T_w} - T_{sol})\Delta t} \quad (8)$$

où Q_n est la chaleur absorbée par le MCP à l'instant t_n , S est la surface de la plaque de cuivre, $\overline{T_w}$ est la température moyenne de la plaque de cuivre en contact avec le MCP, T_{sol} est la température de solidification et Δt est l'intervalle de temps (entre t_{n-1} et t_n).

Le nombre de Nusselt est comparé sur la figure 4 à celui représentant un régime purement conductif, régit par la loi d'échelle [12]:

$$Nu \sim \theta^{-\frac{1}{2}} \quad (9)$$

avec θ un temps adimensionnel calculé par le produit du nombre de Stefan Ste et du nombre de Fourier Fo :

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}, \quad Ste = \frac{c_p(\overline{T_w} - T_{sol})}{\bar{h}} \quad (10)$$

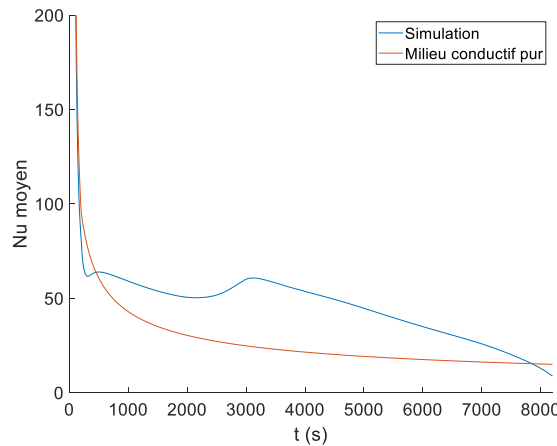


Figure 4 : Nombre Nusselt moyen en fonction du temps

L'évolution du nombre de Nusselt en fonction du temps constatée sur la figure 4 illustre la succession des régimes de transfert de chaleur tels que présentés dans la section précédente :

- Au début, un régime conductif domine le transfert de chaleur, il est caractérisé par la loi d'échelle (Eq. 11). La soudaine augmentation de la température de la paroi en cuivre provoque la rapide diminution du nombre de Nusselt pendant les premières étapes de la fusion du MCP.

- Un régime mixte de conduction-convection apparaît ensuite où l'influence de la convection naturelle commence à être importante et provoque une légère augmentation du nombre de Nusselt.

- Lorsque la convection domine le flux, Nu atteint un maximum à $t = 500$ s, car l'interface se déplace plus rapidement sur la partie supérieure, ce qui implique un stockage d'énergie plus élevée. Néanmoins, la température du liquide n'étant pas stabilisée, des fluctuations de vitesses de convection affectent les valeurs du nombre de Nusselt pendant ce régime.

- À la fin, à partir de $t = 4000$ s, la convection faiblit, le mouvement de l'interface est plus lent, et donc la vitesse de fusion du MCP ainsi que le nombre de Nusselt diminuent.

5. Condition aux limites thermique cyclique

Dans cette partie, le comportement du système est étudié numériquement pour une demi-période identifiée à partir des résultats décrits dans la section 4 : $P = 2700$ s. La température est imposée sous forme de fonction trapézoïdale entre deux températures chaudes et froides : $T_H = 70^\circ\text{C}$ et $T_C = 25^\circ\text{C}$. Le temps nécessaire pour passer d'un niveau de température à l'autre est de 200 s pour se rapprocher du comportement de l'installation expérimentale.

L'évolution temporelle de la fraction liquide moyenne pour la demi-période P est tracée sur la Figure 5-a. Elle augmente lorsque la paroi gauche du MCP est en contact avec la température élevée et inversement. Cependant, après chaque période, la configuration initiale en termes de températures et de fractions liquides n'est pas restaurée.

Le transfert de chaleur est ici principalement convectif (Fig 5-b), et la partie supérieure du front de fusion est plus avancée et a atteint la paroi droite. Lorsque la température imposée passe à la valeur basse (25°C), un second front de solidification se propage depuis le côté gauche du domaine (Figures 5-b et 5-c). Il peut être observé que la partie supérieure du second front de solidification est plus petite que sa partie inférieure, car la température est plus faible en bas. Le gradient de température est lissé et l'influence de la convection dans la région liquide est considérablement réduite. Subséquemment, la région liquide dans la partie inférieure de la cavité se rétrécit considérablement et une poche liquide (issue du premier stockage) est piégée entre les deux fronts de solidification. Lorsque la température imposée change à nouveau vers la température chaude (Figure 5-c), la convection commence à dominer le transfert de chaleur en partie haute du second front. La fusion globale est par contre assez faible car elle est ensuite limitée par le solide, moins conducteur, situé entre les deux poches de liquide. La chaleur a alors plus de difficultés à atteindre le premier front de fusion. Ce phénomène est mis en évidence par un gradient de fraction liquide plus élevé dans la poche de liquide principale.

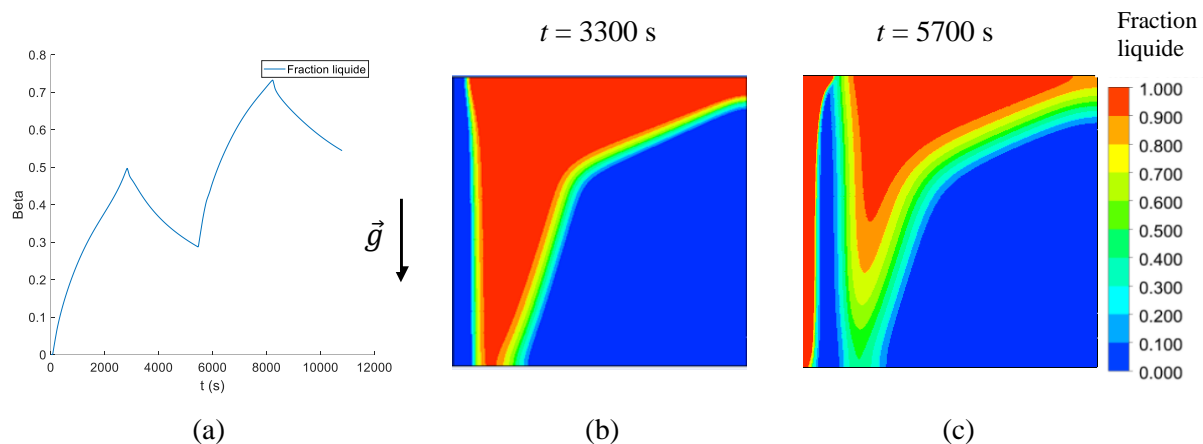


Figure 5 : Fraction liquide : a- en fonction du temps, b- lors de la première décharge, c- lors de la seconde charge

6. Conclusion

Dans cette étude, une cavité parallélépipédique a été remplie de matériau à changement de phase (MCP), avec des parois extérieures isolées à l'exception d'un côté où une condition de température de chauffage/refroidissement statique ou dynamique est imposée. Les données expérimentales présentées permettent de suivre le front liquide-solide du MCP ainsi que de mesurer les champs de température dans le milieu considéré. Ces résultats ont été comparés à ceux de simulations numériques réalisées sous ANSYS FLUENT en termes d'évolution de fraction liquide. En plus de la validation du modèle numérique, malgré quelques hypothèses

fortes discutées, l'analyse a mis en évidence les différents régimes de fusion sous une source thermique chaude.

Une forme cyclique de température en trapèze entre deux températures haute et basse, respectivement de 70°C et 25°C, a ensuite été imposée en tant que condition limite. Les simulations numériques ont permis d'étudier le fonctionnement du système en matière de stockage et de récupération de l'énergie thermique.

Pour la demi-période étudiée, la température moyenne dans le milieu est élevée, la largeur du MCP fondu est plus grande en haut qu'en bas de la cavité et l'interface de solidification se déplace plus rapidement grâce à une convection bien développée. Cependant, la récupération de l'énergie devient de plus en plus difficile car de multiples fronts se forment en piégeant des volumes liquides de MCP où la conduction domine le transfert de chaleur.

Une demi-période plus courte (non présentée dans ce papier) amène à l'inverse à une stabilisation du front de fusion à un endroit plus proche de la zone de chauffe/refroidissement, annihilant ce phénomène. Cependant, l'énergie totale stockée/déstockée par le système est alors beaucoup plus faible, une grande partie du MCP n'étant pas impliquée dans les transferts de chaleur.

Pour améliorer le système en termes d'inertie thermique, des ailettes métalliques seront ajoutées dans le milieu pour augmenter le transfert de chaleur entre la source et le MCP. La plaque chauffante en cuivre expérimentale a en effet été architecturée pour permettre d'ajouter facilement ces ailettes. L'étude aura pour but d'analyser leurs effets en termes de formes de front de fusion et de temps de réponse du système en stockage et déstockage de chaleur.

Remerciements

Cette recherche est financée par le projet Stock'NRJ du Fonds européen de développement régional (FEDER).

Références

- [1] M. Karthikeyan and T. Ramachandran, "Review of thermal energy storage of micro- and nanoencapsulated phase change materials," *Materials Research Innovations*, vol. 18, no. 7, pp. 541–554, 2014.
- [2] Rok Stropnik, Rok Koželj, Eva Zavrl, Uroš Stritih. Improved thermal energy storage for nearly zero energy buildings with PCM integration. *Solar Energy* 190 (2019)
- [3] Kenisarin MM. High-temperature phase change materials for thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010; 14:955-970. DOI: 10.1016/j.rser.2009.11.011
- [4] H. Atalay. Performance analysis of a solar dryer integrated with the packed bed thermal energy storage (TES) system. *Energy* 172 (2019) 1037-1052
- [5] Fan L, Khodadadi JM. Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011;15:24-46. DOI: 10.1016/j.rser.2010.08.007
- [6] J. Bransier, Stockage périodique par chaleur latente: aspects fondamentaux liés à la cinétique des transferts, *Int. J. Heat Mass Transfer* 22 (1979) 875–883.
- [7] M. Hasan, A.S. Mujumdar, M.E. Weber, Cyclic melting and freezing, *Chem. Eng. Sci.* 46 (1991) 1573–1587.
- [8] V.R. Voller, P. Felix, C.R. Swaminathan, Cyclic phase change with fluid flow, *Int. J. Numer. Meth. Heat Transfer Fluid Flow* 6 (1996) 57–64.
- [9] Kasa Material Data Sheet, PCM RT42 (Rubitherm GmbH). Available online: <https://www.rubitherm.eu/index.php/produktkategorie/organische-pcm-rt>
- [10] V.R. Voller, C. Prakash, A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion 18 mushy region phase-change problems, *Int. J. Heat Mass Transf.* 30 (1987) 1709–1719.
- [11] M. Fadl, P. C. Eames, Numerical investigation of the influence of mushy zone parameter Amush on heat transfer characteristics in vertically and horizontally oriented thermal energy storage systems, *Thermal Engineering* V. 151 (2019) 90-99
- [12] Jany, P.; Bejan, A. Scaling theory of melting with natural convection in an enclosure. *Int. J. Heat Mass Transf.* 1988, 31, 1221–1235.