

Etude expérimentale des performances d'une batterie thermique contenant des MCP au moyen d'un mélangeur chaotique

Seyed-Amir BAHRANI¹, Mojtaba JARRAHI³, Rémy OSIPIAN¹, André BONTEMPS², Laurent ROYON¹, Jean-Pierre THERMEAU⁴, Hassan PEERHOSSAINI⁵

¹Univ Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, Laboratoire Matière et Systèmes Complexes (MSC), UMR 7057, CNRS, F-75013, Paris, France

²Univ Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, Laboratoire Interdisciplinaire des Énergies de Demain (LIED), UMR 8236, CNRS, F-75013, Paris, France

³LIMSI/CNRS, Univ. Paris-Sud, Université Paris-Saclay, Orsay, France

⁴IPN/CNRS, Univ. Paris-Sud, Université Paris-Saclay, Orsay, France

⁵Univ Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, F-75013, Paris, France

* auteur correspondant: seyed-amir.bahrani@univ-paris-diderot.fr

Résumé - Dans l'objectif d'étudier une unité de stockage de chaleur (batterie thermique) nous avons réalisé un dispositif permettant d'évaluer le transfert de chaleur entre un échangeur et un milieu de stockage. L'échange de chaleur entre ce milieu et le liquide caloporteur s'effectue au moyen d'un mélangeur chaotique de type SAR (Split And Recombine). Une campagne de mesure est présentée qui permet d'évaluer les performances thermiques et hydrauliques.

Nomenclature

A	surface d'échange, m^2
C_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
d	diamètre, m
h	coefficient d'échanges convectifs, $W.m^{-2}.K^{-1}$
K	coefficient d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$
x	longueur, m
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$
L	chaleur latente, $kJ.kg^{-1}$
P	pression, Pa
R_c	rayon de courbure, m
R_{co}	résistance thermique de conduction, $K.W^{-1}$
T	température, K
ΔT	intervalle de température, K

Symboles grecs

θ	température adimensionnée
λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$

Nombres adimensionnels

Nu	nombre de Nusselt
Pr	nombre de Prandtl
Re	nombre de Reynolds

Indices et exposants

i	intérieur
e	extérieur, entrée
p	relatif à la paroi
sol	solidification

1. Introduction

Une batterie thermique est un dispositif qui permet de stocker la chaleur. L'utilisation de matériaux à changement de phase (MCP) de type solide-liquide, permet d'absorber de fortes quantités de chaleur (latente) sous des faibles volumes et de stabiliser à un niveau de température quasi-constant le système dans lequel ils sont insérés. Le stockage accumule ou cède son énergie par l'intermédiaire d'un échangeur à un fluide caloporteur qui transporte

cette énergie. Il est important que le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le stockage se fasse de la façon la plus performante et plusieurs systèmes ont été, à ce jour, étudiés [1, 2]. Un système d'un nouveau type est proposé pour stocker une énergie thermique de l'ordre 1 MJ pouvant subvenir à certains besoins industriels dans des espaces limités. Ce système utilise un mélangeur à effet de convection chaotique et l'objectif est d'évaluer ses performances. Dans le cadre de cette étude, on a d'abord utilisé un stockage d'eau pour mesurer le coefficient d'échange thermique intérieur du Mélangeur Chaotique (MC) ainsi que les pertes de pression. Des essais préliminaires ont été effectués avec un MCP.

2. Mélangeur chaotique

2.1. Principe

Pour un écoulement en régime laminaire, le transfert de chaleur entre le fluide et une paroi se fait par la diffusion moléculaire, donc n'est pas très efficace. Dans le but d'augmenter le coefficient de transferts convectifs, l'échangeur proposé ici met à profit un phénomène appelé l'advection chaotique [3, 4] produit dans ce cas précis par la réalisation physique d'une transformation mathématique connu sous l'appellation de « transformation du boulanger ». Une réalisation physique de cette transformation qui permet de maximiser la création de surface d'échange dans le régime laminaire est l'échangeur à recombinaison de flux (Split-And Recombine, SAR). Cette géométrie de mélangeur, qui induit un phénomène d'advection chaotique, a été proposée pour la première fois par Gray et al. [5] et Chen et Meiners [6], puis analysé théoriquement par Carrière [7] dans les systèmes microfluidiques.

Le concept est basé sur la division passive de l'écoulement, puis la rotation dans des coudes de chiralités opposées, et enfin la recombinaison pour obtenir l'étirement et le repliement suivant la transformation du boulanger. L'exposant de Lyapounov lié à cette transformation cinématique est en théorie proche du maximum théorique de $\ln(2)$. Une étude récente sur la topologie de mélangeur SAR [8, 9] montre que le mélangeur type Chen et Meiners présente la meilleure performance (28%) comparé au mélangeur type Gray et de 65% comparé à l'échangeur 3D-flow. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi cette configuration dans le cadre de cette étude. Une configuration de mélangeur et d'échangeur SAR obtenue par la répétition de cette unité élémentaire a déjà été étudiée expérimentalement par la méthode de la sonde chimique pour caractériser la qualité de mélange [10] et par une méthode thermique pour caractériser son efficacité d'échangeur [9, 11-12] respectivement.

2.2. Réalisation

L'échangeur à recombinaison de flux étudié dans ce travail est réalisé en alliage d'aluminium par une succession de 4 unités élémentaires entre lesquelles le fluide est d'abord séparé en deux parties puis recombinaison au niveau de deux sections en forme de « T », (Figure 1). Les principales caractéristiques géométriques sont : diamètre intérieur $d_i = 2,75$ mm, diamètre extérieur $d_e = 7$ mm, rayon de courbure $R_c = 24,5$ mm avec une longueur totale de 20 cm.

3. Matériel et Méthode

3.1. Dispositif expérimental

L'échangeur décrit précédemment est immergé dans un réservoir de volume de 2,6 L et placé dans une boucle d'essais. La couche super-isolante qui enveloppe le réservoir qui fera office d'unité de stockage (batterie thermique) est entièrement composée d'aérogels. Des sondes de température (thermocouples de type-K) sont réparties en différents endroits dans

l'unité de stockage : 5 sondes mesurent la température de l'eau dans le MC, 3 sondes mesurent la température de la paroi externe du MC et 2 sondes mesurent la température du milieu de stockage à 1 cm de la paroi proche des entrées et sorties du MC. Ce réservoir a d'abord été rempli d'eau pour des mesures de coefficient d'échange interne puis de MCP. Dans ce dernier cas, trois sondes supplémentaires ont été placées dans le MCP pour suivre la progression du changement d'état.

La boucle de recirculation, présentée Figure 1, est reliée à un bain thermostaté (Huber) qui permet de réguler et de maintenir la température de l'eau à un niveau prédéterminé. Un débitmètre (McMillan) et des indicateurs de pression (Kobold) en entrée et en sortie du MC complètent les instruments de mesure de la boucle. Un by-pass est également placé dans la boucle reliant l'entrée-sortie du bain thermostaté afin de créer un circuit fermé et ainsi d'empêcher l'eau de circuler dans le MC. Celui-ci sera utilisé avant chaque expérience afin de thermaliser l'eau à la température souhaitée de 45°C (chauffage) ou 5 °C (refroidissement). Lorsque l'eau atteint cette température, la vanne du by-pass est ouverte et l'eau circule dans le MC. Les données sont enregistrées du système d'acquisition "Graphtec".

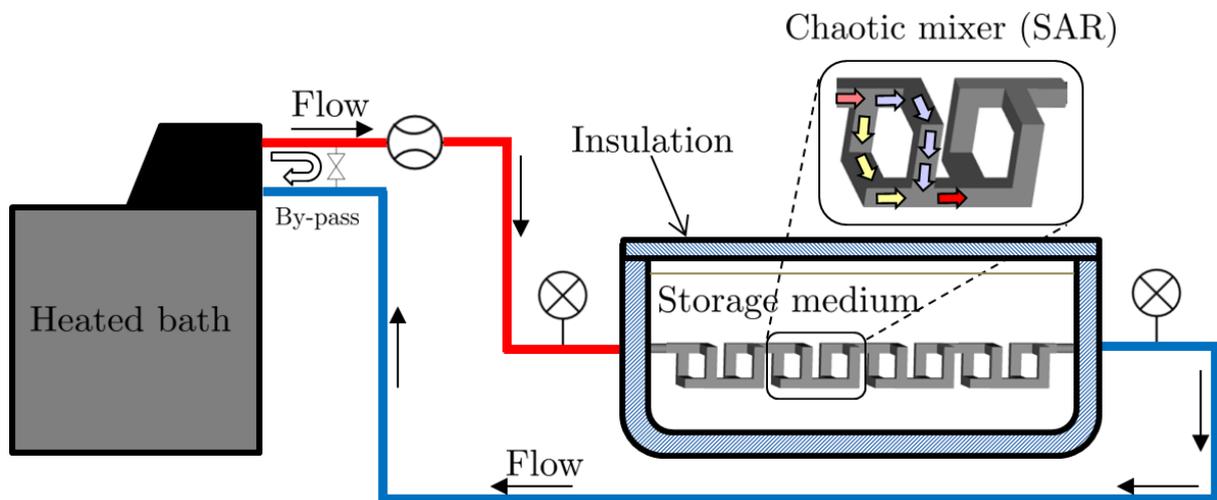


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental

3.2 Mode opératoire

Le débit et la température de l'eau circulant dans le MC sont fixés à l'aide du bain thermostaté. L'expérience débute par l'ouverture de la vanne permettant de faire circuler l'eau du bain thermostaté dans le MC. On mesure les températures moyennes du fluide supposées être les températures de mélange, les températures de paroi ainsi que la différence de pression entrée/sortie. Les températures et les pressions sont relevées chaque seconde et on attend suffisamment longtemps pour qu'un régime stationnaire soit atteint, c'est-à-dire lorsque toutes les températures et les pressions restent constantes (Figure 2).

4. Détermination des grandeurs utiles

4.1 Coefficient d'échange intérieur

Le premier objectif est d'obtenir le coefficient d'échange entre le fluide circulant dans le MC et la surface interne de la paroi de façon à en déduire un nombre de Nusselt. Cependant, dû à la configuration du MC, dans chaque élément les écoulements sont d'abord divisés (on a

alors deux écoulements en parallèle sur une partie de mélangeur) puis ensuite réunis avant de pénétrer dans l'élément suivant (voir insert Figure 1).

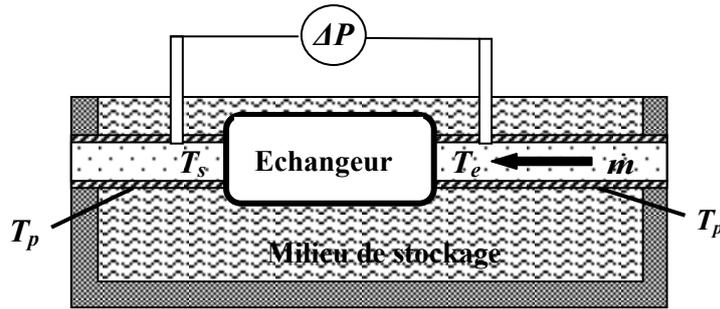


Figure 2 : Représentation schématique du MC et de la cuve de stockage

Pour faciliter l'utilisation pratique de ce MC, on a choisi de calculer le nombre de Reynolds de l'écoulement lorsque tout le fluide circule dans un seul tube. Le MC sera alors considéré comme une «boîte noire» dont on connaît les paramètres d'entrée/sortie (Figure 2).

Connaissant le débit massique \dot{m} de l'écoulement intérieur, les températures d'entrée et de sortie, T_e et T_s respectivement, ainsi que la température de la surface extérieure de la paroi T_p , on détermine le flux de chaleur échangée par :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_s) \quad (1)$$

On en déduit le coefficient d'échange entre le fluide et la paroi extérieure par :

$$K = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T_{ml}} \quad (2)$$

A étant la surface d'échange intérieure et ΔT_{ml} la différence de température logarithmique moyenne donnée par :

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_e - T_s}{\ln\left(\frac{T_e - T_p}{T_s - T_p}\right)} \quad (3)$$

Le coefficient d'échange moyen h entre le fluide et la surface intérieure de la paroi est alors obtenu à partir de la somme des résistances thermiques:

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{hA} + R_{co} \quad (4)$$

Soit

$$h = \left(\frac{1}{K} - R_{co} A\right)^{-1} \quad (5)$$

R_{co} étant la résistance thermique de la paroi qui, multipliée par la surface d'échange conduit à :

$$R_{co} A = \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \quad (6)$$

4.2 Nombre de Nusselt

A partir du coefficient d'échange moyen, on en déduit le nombre de Nusselt suivant :

$$Nu = \frac{h d_i}{\lambda} \quad (7)$$

Une autre façon de déterminer le nombre de Nusselt, lorsque la température de paroi est constante est d'intégrer la température du fluide sur une longueur donnée x en supposant que, sur cette longueur, le coefficient d'échange est constant, on obtient

$$T(x) - T_p = (T - T_p)_{x=0} \exp\left(-\frac{4Nu}{Re Pr} \frac{x}{d_i}\right) \quad (8)$$

soit

$$Nu = \frac{Re Pr d_i}{4x} \ln\left(\frac{(T - T_p)_{x=0}}{T(x) - T_p}\right) \quad (9)$$

Cette dernière méthode, sous une forme adaptée, a déjà été utilisée [11], néanmoins cette approche ne sera pas envisagée car la détermination de la longueur x et du nombre de Reynolds est difficile compte tenu de la séparation des écoulements.

5. Résultats et Analyse

5.1 Cas où le milieu de stockage est de l'eau

5.1.1 Nombre de Nusselt

Les expériences ont été d'abord menées lorsque le MC est plongé dans un réservoir d'eau. Les valeurs des mesures utilisées pour extraire le coefficient d'échange sont relevées lorsqu'un régime stationnaire est atteint. On observe que les températures de paroi externe sont identiques. Les valeurs du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds sont reportées sur la Figure 3a.

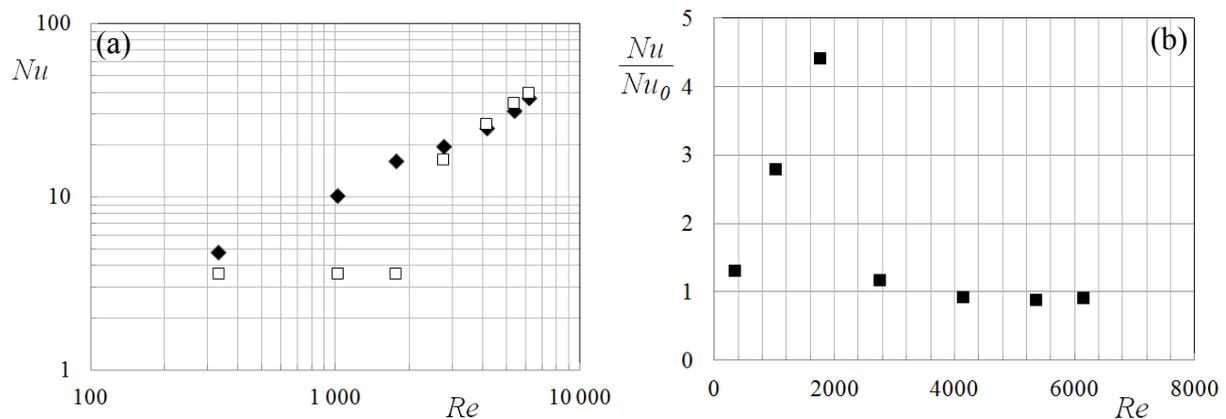


Figure 3. Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (a) et facteur d'intensification du nombre de Nusselt Nu/Nu_0 (b). (Losanges pleins: valeurs expérimentales. Carrés blancs : valeurs tirées des corrélations classiques pour un écoulement établi).

A titre de comparaison, on a également reporté les valeurs du nombre de Nusselt issues des corrélations classiques pour un régime établi :

- en régime laminaire, la valeur limite déduite des calculs de Graëtz [13], est :

$$Nu_0 = 3,66 \quad (10)$$

- en régime de transition et en régime turbulent, la corrélation de Gnielinski [14] (valable pour $Re > 2300$)

$$Nu_0 = \frac{\Lambda/8 (Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{\Lambda/8}(Pr^{2/3}-1)} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,11} \quad (11)$$

Λ étant un coefficient de Darcy calculé par

$$\Lambda = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (12)$$

On présente sur la figure 3b le facteur d'intensification Nu / Nu_0 qui permet de montrer clairement l'augmentation des transferts thermiques en fonction du nombre de Reynolds. On remarque que pour des nombres de Reynolds faibles (< 400) les valeurs se rapprochent de celle de Graëtz nonobstant le régime non établi. Le mélange des écoulements et les tourbillons éventuels influent peu sur l'amélioration des transferts. En effet lorsque le nombre de Reynolds est faible, les forces de viscosité l'emportent sur la force centrifuge et les tourbillons ne se développent pas. De façon similaire lorsque $Re > 2300$, les courbes expérimentales rejoignent celles calculées à l'aide de la corrélation de Gnielinski. Cela montre que lorsque l'écoulement devient turbulent, l'effet de la turbulence l'emporte sur d'autres effets. Une amélioration pourrait être notée pour $500 < Re < 2300$, mais cela demande confirmation car les corrélations ne tiennent pas compte des effets d'établissement du régime.

5.1.2 Pertes de pression

La figure 4 présente les pertes de pression aux bornes du MC. A titre de comparaison, nous avons calculé les pertes de pression aux bornes d'un tube lisse horizontal de même surface intérieure et de même diamètre intérieur, obtenues à l'aide des relations classiques de Poiseuille en régime laminaire et de Blasius en régime turbulent. Comme attendu, le MC présente des pertes de pression plus élevées liées à sa structure.

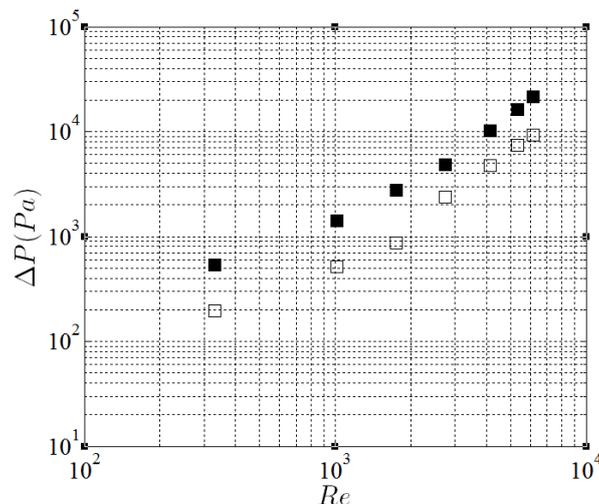


Figure 4. Evolution des pertes de pression dans le MC en fonction du nombre de Reynolds. Losanges pleins: valeurs expérimentales. Carrés blancs: valeurs tirées des corrélations classiques pour un écoulement établi.

5.2 Cas où le stockage est du MCP

Pour évaluer le potentiel du MC pour le stockage, une investigation expérimentale est réalisée avec un MCP qui ne sera pas celui utilisé *in fine*. Une paraffine commerciale (Rubitherm[®] RT27) est utilisée comme milieu de stockage. Sa température de changement d'état est proche de 27 °C. Trois thermocouples placés dans le milieu de stockage respectivement à 1, 2,7 et 4,7 cm du MC permettent de suivre l'évolution de la température en fonction du temps. Les résultats préliminaires présentés correspondent à deux débits volumiques du fluide circulant à l'intérieur du MC. La paraffine sous forme liquide était initialement à $T_{initiale} = 32$ °C et la température de l'eau à l'entrée du MC de 5 °C.

La figure 5 présente l'évolution temporelle de la température θ (sous forme adimensionnée, $\theta = (T - T_p) / (T_{initiale} - T_p)$) au sein du milieu de stockage pour deux valeurs du nombre de Reynolds $Re = 792$ et 1417 . Pour le thermocouple TC₃ situé près du MC, la température décroît très rapidement sans présenter de modification de pente (à part un léger point d'inflexion) autour de la température de changement de phase correspondant à $\theta = 0,8$. Pour la sonde TC₂, après une décroissance rapide de la température un palier apparaît à $\theta = 0,8$ suivi d'une nouvelle décroissance. La fin du palier correspond à fin du changement de phase liquide-solide à 2,7 cm de la paroi du MC. Une évolution similaire apparaît sur l'enregistrement de la sonde TC₁ situé à 4,7 cm de la paroi du MC. Le palier de changement de phase à $\theta = 0,8$ apparaît nettement plus long, ce qui s'explique par la position éloignée de la sonde. La fin du palier est plus difficile à détecter pour cette position, ce qui peut être attribué à l'apparition de mouvements convectifs dans la phase liquide. Ce dernier point reste à confirmer par une visualisation.

Pour les deux nombres de Reynolds étudiés, les courbes de température apparaissent très similaires, ce qui montre que la cinétique des transferts de chaleur au sein du milieu de stockage est quasi-identique. Ce résultat s'explique par des flux transférés peu différents au niveau de la paroi du MC.

D'un point de vue pratique, on pourra donc concevoir une batterie thermique cylindrique dont les parois seront situées à 3 cm du MC pour qu'elle se décharge en 3 heures environ.

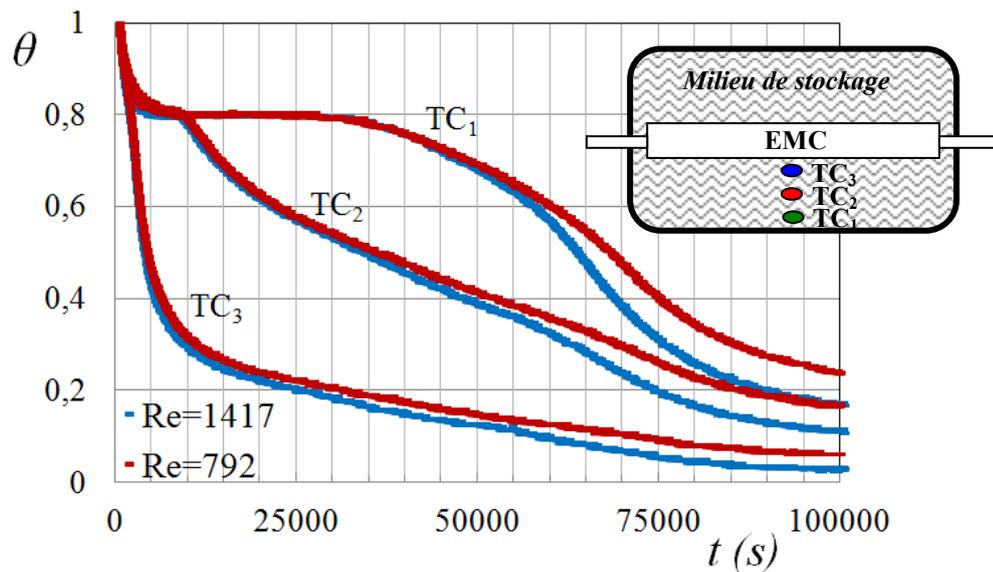


Figure 5. Evolution des températures lors du refroidissement du milieu de stockage. La position des thermocouples est représentée schématiquement dans l'encart.

6. Conclusion

Dans une batterie thermique, un système de charge et de décharge de l'énergie thermique est nécessaire. Pour cela, il est commode d'utiliser un fluide caloporteur traversant un échangeur couplé au milieu de stockage. Dans cette étude nous avons utilisé un mélangeur chaotique (MC) dont nous avons au préalable mesuré les performances globales. Pour ce faire, le milieu de stockage utilisé était l'eau liquide et on a fait varier les débits dans le MC de façon que le nombre de Reynolds varie de 350 à 6000. On a mesuré le coefficient d'échanges convectifs intérieur moyen et déduit un nombre de Nusselt que l'on a comparé aux corrélations classiques. Pour des nombres de Reynolds faibles (<400) les valeurs se rapprochent de celle de Graëtz bien que le régime ne soit pas établi. Le mélange des écoulements et les tourbillons éventuels influent peu sur l'amélioration des transferts. En effet lorsque le nombre de Reynolds est faible, les forces de viscosité l'emportent sur la force centrifuge et les tourbillons ne se développent pas. Lorsque $Re > 2300$, les courbes expérimentales rejoignent celles calculées à l'aide de la corrélation de Gnielinski. Cela montre que lorsque l'écoulement devient turbulent, l'effet de la turbulence l'emporte sur d'autres effets. Une amélioration peut être notée pour $500 < Re < 2300$, mais cela demande confirmation car les corrélations ne tiennent pas compte des effets d'établissement du régime.

Une fois les performances du MC établies, une paraffine, dont la température de changement d'état est $27\text{ }^{\circ}\text{C}$, a été utilisée comme milieu de stockage. Les résultats préliminaires montrent de manière qualitative la cinétique du processus de solidification au moyen d'un tel MC. Le MCP situé à 3 cm des parois du MC se solidifie au bout de 3 heures environ. Une modification du débit, tout en restant dans le régime laminaire, ne semble pas affecter de manière notable la cinétique du processus.

Références

- [1] A. A. Al-Abidi, S. B. Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, A. T. Mohammad, *Energy & Buildings*, 68 (2014) 33–41.
- [2] M. Medrano, M.O. Yilmaz, M. Nogués, I. Martorell, J. Roca, L.F. Cabeza, *Appl Energy*, 86 (2010) 2047–2055.
- [3] H. Peerhossaini, C. Castelain, Y. Leguer, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 7 (1993) 333–344.
- [4] A. Mokrani, C. Castelain, H. Peerhossaini, *Int. J. Heat & Mass Tran.*, 40 (1997) 3089–3104.
- [5] B. Gray, D. Jaeggi, N. Mourlas, B. van Drieënhuizen, K. Williams, N. Maluf, G. Kovacs, *Sens. Actuators*, 77 (1999) 57–65.
- [6] H. Chen and J.-S. Meiners, *Appl. Phys. Lett.*, 84 (12) (2004) 2193–2195.
- [7] Ph. Carrière, *Phys. Fluids*, 19 (2007) 118110.
- [8] A. Ghanem, T. Lemenand, D Della Valle, H Peerhossaini, FEDSM-16115, Proceedings of ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2013, July 7–11 (2013) Incline Village, Nevada, USA.
- [9] A. Ghanem, T. Lemenand, D Della Valle, H Peerhossaini, FEDSM-16077, Proceedings of ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2013, July 7–11 (2013) Incline Village, Nevada, USA.
- [10] A. Ghanem, T. Lemenand, D. Della Valle, H. Peerhossaini, *Chem. Eng. Res. Des.*, 92 (2104) 205–228.
- [11] M. Creyssels, S. Prigent, Y. Zhou, X. Jianjin, C. Nicot, P. Carrière, *Int. J. Heat & Mass Tran.*, 81 (2015) 774–783.
- [12] M. Jarrahi, J.P Thermeau, H. Peerhossaini, Proceedings of ASME 2016 Summer Heat Transfer Conference, paper HT2016-7119, July 10-14, (2016), Washington, DC, USA.
- [13] L. Graetz, *Ann. Phys.*, 1 18 (1883) 79–94.
- [14] V. Gnielinski, *Int. Chem. Eng.*, 16 (1976) 359–368.