



HAL
open science

Étude numérique de l'intensification des échanges thermiques dans un stockage de chaleur latent par l'usage combiné de graphite naturel expansé compressé, ailettes et mélangeurs statiques

Soumaya Ait Moula, Mariam Jadal, Jérôme Soto, Xavier Py, Mohamed Balli

► To cite this version:

Soumaya Ait Moula, Mariam Jadal, Jérôme Soto, Xavier Py, Mohamed Balli. Étude numérique de l'intensification des échanges thermiques dans un stockage de chaleur latent par l'usage combiné de graphite naturel expansé compressé, ailettes et mélangeurs statiques. Congrès Français de Thermique (SFT 2025), Jun 2025, Chambéry, France. <10.25855/SFT2025-118>. <hal-05126491>

HAL Id: hal-05126491

<https://hal.science/hal-05126491v1>

Submitted on 23 Jun 2025

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire HAL, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

Étude numérique de l'amélioration des échanges thermiques dans un stockage à chaleur latente par ajouts de graphite expansé, ailettes et mélangeur statique.

Numerical Study of Heat Transfer Enhancement in Latent Heat Storage Using a Combination of Compressed Expanded Natural Graphite, Fins, and Static Mixer.

Soumaya AIT MOULA^{1,3*}, Mariam JADAL³, Jérôme SOTO^{1,2}, PY Xavier¹, Mohamed BALLI^{3,4,5}

¹ Université de Nantes, CNRS, Laboratoire de Thermique et d'Énergie de Nantes, UMR 6607, La Chantrerie, rue Christian Pauc, BP 50609, 44306 Nantes Cedex 3, France

² Icam Ouest, 35 Avenue du Champ de Manœuvres, 44470 Carquefou, France

³ Laboratoire LERMA, Collège d'ingénierie et d'architecture, Université internationale de Rabat, Parc Technopolis, Rocade de Rabat-Salé, Sala Al Jadida 11100, Maroc

⁴ Département d'ingénierie mécanique, Faculté de Génie, Université de Sherbrooke, J1K 2R1 Québec, Canada

⁵ Michael W. Hall School of Mechanical Engineering, Mississippi State University, USA.

*(auteur correspondant : soumaya.aitmoula@uir.ac.ma)

Résumé - Cette étude numérique porte sur un échangeur stockeur composé de plaques en graphite naturel expansé compressé (GNEc) caractérisées par une conductivité thermique orthotrope. Ces dernières sont imprégnées de paraffine (RT70HC). Pour améliorer le transfert de chaleur, des ailettes côté MCP-GNEc et un insert hélicoïdal coté fluide caloporteur ont été ajoutés. Les résultats montrent une réduction du temps de fusion de 23 %, lorsque la conductivité thermique supérieure du GNEc est choisie dans le sens radial plutôt qu'axial. De plus, l'ajout d'un insert hélicoïdal contribue à une réduction supplémentaire du temps de fusion de 40 %, en améliorant le transfert de chaleur convectif.

Abstract - This numerical study focuses on a thermal storage heat exchanger composed of compressed expanded natural graphite (GNE) plates impregnated with paraffin (RT70HC). To enhance heat transfer, fins on the shell side and a helical insert were added. The results show a 23% reduction in melting time, attributed to the optimized orientation of the plates, which promotes higher thermal conductivity in the radial direction rather than the transverse one. Furthermore, the helical insert contributed to an additional 40% reduction in melting time by improving convective heat transfer.

Nomenclature

h	enthalpie sensible, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$T_{liquidus}$	température fin de fusion, °C
k	conductivité thermique, $W/(m.K)$	t	temps, s
L'	chaleur latente, $J.kg^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
ϕ	flux de chaleur, W	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
R_{th}	résistance thermique, K/W	β	fraction liquide
S	terme source, $W.m^{-3}$		
$T_{solidus}$	température début de fusion, °C		

1. Introduction

Dans un contexte industriel où la chaleur représente 74% de l'énergie utile et marqué par un des pertes énergétiques importantes, la récupération de chaleur fatale et son stockage représentent des solutions pour améliorer l'efficacité énergétique. Le stockage à chaleur latente, en utilisant des matériaux à changement de phase (MCP), permet de stocker et de libérer une grande quantité de chaleur avec une variation de température minimale. Mais, leur faible conductivité thermique, de l'ordre de $0,2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ pour les MCP organiques, limite la vitesse de charge et de décharge de chaleur. Ceci constitue un défi pour les applications industrielles exigeant des cycles thermiques très courts requérant des puissances importantes. Face à cette limitation, une approche consiste à améliorer la conductivité thermique des MCP en utilisant une matrice conductrice à base de graphite naturel expansé compressée (GNEc) imprégné d'un matériau à changement de phase (MCP). Ceci permet d'augmenter la conductivité thermique du composite jusqu'à environ $70 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ en fonction de sa densité[1]. Une deuxième approche consiste à augmenter les échanges thermiques par l'ajout d'ailettes en augmentant la surface d'échange, et par l'intégration des mélangeurs statiques, tels que l'insert hélicoïdal côté fluide caloporteur pour améliorer le transfert convectif [2].

Une étude numérique est menée sur un échangeur-stockeur à ailettes composé de plaques en graphite naturel expansé compressé imprégnées de paraffine. L'influence de l'orientation des plaques GNEc-MCP ainsi que l'effet de l'ajout d'un insert hélicoïdal côté fluide ont été analysés.

2. Étude numérique de l'échangeur de stockage de chaleur latente

2.1. Géométrie

L'échangeur stockeur comprend 18 plaques en composite MCP-GNEc et 19 ailettes disposées en alternance, avec un tube central traversé par un fluide caloporteur (eau) qui relie l'ensemble (figure 1). Le tube a un diamètre interne de 12 mm, un diamètre externe de 14 mm et une longueur de 415 mm. Les plaques et ailettes ont un diamètre allant de 14 mm à 38 mm et des longueurs respectives de 20 mm et 1 mm.

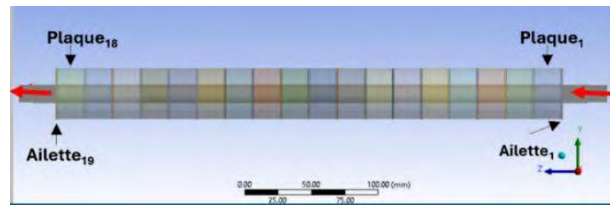


Figure 1 : Représentation de la géométrie de l'échangeur stockeur avec les plaques GNec-MCP

L'insert hélicoïdal, présenté en figure 2 est composé d'un axe cylindrique de 4 mm de diamètre autour duquel est enroulée une hélice de section rectangulaire de 0,5 mm, d'épaisseur et 3,75 mm de hauteur, sur une longueur totale de 400 mm. Il est positionné à 5 mm en aval de l'entrée et se termine 10 mm avant la sortie, couvrant ainsi la majeure partie du canal.



Figure 2: Géométrie d'insert hélicoïdal

2.2. Description de la méthode de modélisation numérique

La méthode du terme source a été adoptée pour modéliser le changement de phase [3]. Dans ce cas l'équation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} = \nabla k(\nabla T) + S \quad (1)$$

Où, S s'exprime selon l'équation suivante :

$$S = -\rho L \frac{\partial \beta}{\partial t} \quad (2)$$

La fraction liquide (β), s'exprime en fonction de la température (équation 3) :

$$\beta = \begin{cases} 0 & \text{si } T < T_{solidus} \\ \frac{T - T_{solidus}}{T_{liquidus} - T_{solidus}} & \text{si } T_{solidus} < T < T_{liquidus} \\ 1 & \text{si } T > T_{liquidus} \end{cases} \quad (3)$$

2.3. Conditions initiales et aux limites

Les parois externes du stock sont adiabatiques. L'eau s'écoule à 0,9 m/s ($Re = 11\ 000$), et arrive à une température de 85 °C, alors que le stock est initialement à 50 °C.

2.4. Propriétés thermiques

Les plaques de matériaux composites ont une fraction massique de paraffine RT70 HC de 80%, contre 20% de GNEc ayant une densité de 200 kg/m^3 et qui présente une conductivité thermique orthotrope. Celle-ci atteint $6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ dans la direction de compression et $20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ dans la direction perpendiculaire à la direction de compression. La conception et la caractérisation de ce composite ont été réalisées dans une étude précédente [4].

Le Tableau 1 présente les caractéristiques du composite MCP-GNEc, de l'eau et du cuivre considérées comme indépendantes des variations de température, ainsi que la plage de température de fusion et la chaleur latente du MCP.

	ρ	C_p	k	μ	$T_{solidus}$	$T_{liquidus}$	L'
	kg/m^3	$\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$	$\text{W/ (m}\cdot\text{K)}$	$\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	J/kg
MCP-GNEc	800	2000	(k_x, k_y, k_z)	-	69,5	72,1	$260 \cdot 10^3$
Eau	998,2	4181	0,6	$10,03 \cdot 10^{-4}$	-	-	-
Cuivre	8978	381	387,6	-	-	-	-

Tableau 1 : Propriétés thermophysiques de MCP-GNEc [5], eau et du cuivre

2.5. Hypothèses, méthode de simulation et critère de convergence

Dans cette étude, le modèle turbulent $k-\omega$ SST a été choisi pour ses performances près des parois, notamment pour capturer les effets visqueux dans la couche limite. Un contact thermique parfait est supposé entre les plaques GNEc-MCP, les parois du tube et les ailettes, sans résistance de contact. L'expansion volumique est négligée, et les propriétés thermiques des phases solide et liquide sont constantes.

L'étude numérique a été réalisée avec ANSYS Fluent, en utilisant un maillage de taille de cellule de $0,4 \text{ mm}$, validé par des tests montrant des variations négligeables avec une taille de maille plus petite. La méthode SIMPLE assure le couplage pression-vitesse avec une discrétisation d'ordre deux pour la pression, la quantité de mouvement et l'énergie. Les critères de convergence sont fixés à 10^{-3} pour la continuité et 10^{-6} pour l'énergie.

2.6. Calculs des temps de fusion

La Figure 3 montre l'évolution des températures maximale et minimale de la première plaque du stock de l'échangeur-stockeur sans insert hélicoïdal. La fusion commence lorsque la température maximale atteint $69,5^\circ\text{C}$ et est complète lorsque la température minimale atteint $72,1^\circ\text{C}$ [6]. Le temps total de fusion est alors calculé selon l'équation :

$$\Delta t_{fusion} = t_{fin} - t_{début} \quad (4)$$

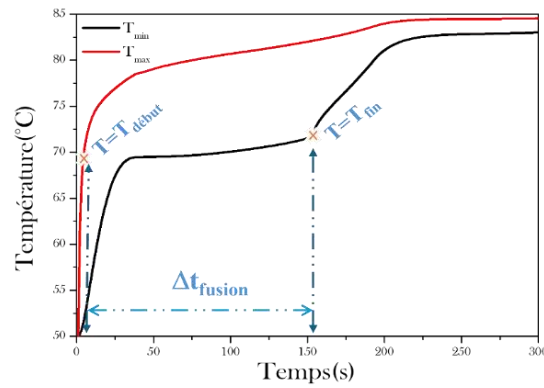


Figure 3 : Évolution des températures minimale et maximale de la première plaque MCP-GNE

Les courbes de température T_{\max} et T_{\min} montrent deux montées rapides correspondant à l'absorption de la chaleur sensible, suivies d'un palier de changement de phase où la température reste constante. En fin de processus, elles convergent progressivement vers la température de la source de chaleur (85°C).

2.7. Calculs de la résistance thermique

La résistance thermique de convection (R_{th}) a été calculée en utilisant la relation suivante :

$$R_{th} = \frac{T_{eau} - T_{tube}}{\phi_{eau-tube}} \quad (5)$$

Où T_{eau} et T_{tube} sont les températures moyennes de l'eau et de la paroi du tube durant la fusion, et $\phi_{eau-tube}$ correspond au flux thermique moyen échangé entre ces deux éléments.

3. Résultats et discussion

3.1. Effet d'orientation des plaques GNE-MCP

Deux configurations sont étudiées (figure 4) : radiale et axiale. Dans la configuration radiale, la conductivité thermique est maximale dans le plan transverse à l'écoulement, tandis que dans la configuration axiale, elle est maximale dans le sens de l'écoulement.

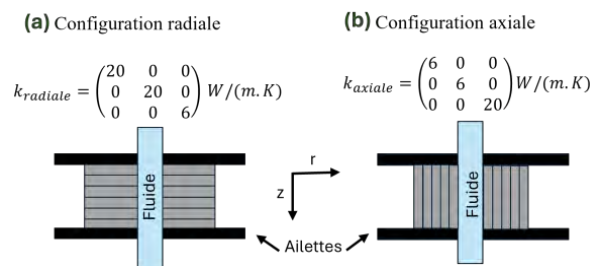


Figure 4 : Les configurations radiale(a) et axiale(b) du GNEc-MCP, illustrant l'orientation de la conductivité thermique dans chaque configuration.

Le tableau 2 présente les flux thermiques moyens échangés durant la fusion entre les différentes interfaces du système (eau-tube, tube-plaques, tube-ailettes) ainsi que le temps total de fusion (Δt_{fusion}) pour les deux configurations. La surface d'échange entre le fluide et les plaques représente 95 % de la surface d'échange totale, tandis celle des ailettes n'en représente que 5 %. L'analyse des flux thermiques révèle des différences significatives entre les deux configurations en termes de répartition de la chaleur et de temps de fusion (tableau 4). On note que l'orientation de la plaque telle que sa conductivité thermique la plus importante soit dirigée vers la plus grande surface d'échange, celle des ailettes, ne permet pas une augmentation globale des transferts. En effet, dans configuration radiale, le flux thermique moyen passant à travers les plaques s'élève à 425 W, soit 72 % du flux total de l'échangeur, tandis que celui traversant les ailettes est de 161 W, représentant 28 % du flux total. Cela a entraîné un temps de fusion de 176 s. En revanche, pour la configuration axiale, le flux thermique moyen traversant les plaques est réduit à 211 W, soit 43 % du flux total, tandis que le flux passant par les ailettes augmente à 281 W, représentant 57 % du flux total. Cette configuration a conduit à un temps de fusion de 231 s.

	$\phi_{\text{eau-tube}}$	$\phi_{\text{tube-plaques}}$	$\phi_{\text{tube-ailettes}}$	Δt_{fusion}
	W	W	W	s
Configuration radiale	586	425	161	176
Configuration axiale	492	211	281	231

Tableau 2 : Comparaison des flux et du temps de fusion pour la configuration radiale et axiale

L'évolution des temps de fusion des plaques est illustrée dans la figure 5. Une différence est notable pour la première et la dernière plaque du stock. Cette particularité s'explique par le fait que, contrairement aux plaques centrales qui partagent leurs ailettes avec les plaques voisines, les plaques aux extrémités (P1 et P18) ne partagent qu'une seule de leurs deux ailettes respectives, ce qui accélère leur fusion.

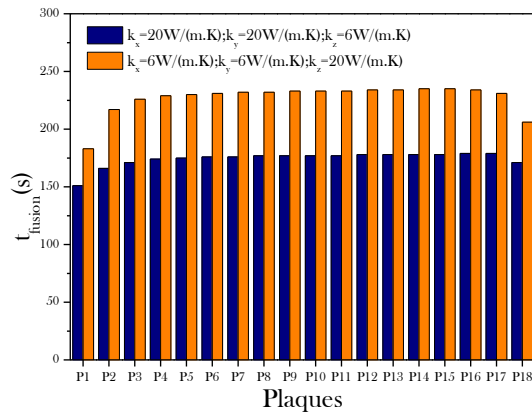


Figure 5 : Temps de fusion des plaques en fonction des configurations de conductivité thermique (k_x, k_y, k_z)

3.2. L'effet de l'ajout de l'insert hélicoïdal

Une étude a été menée pour évaluer l'effet de l'ajout d'un insert hélicoïdal dans le tube sur le temps de fusion. Cette analyse a été réalisée en considérant les plaques avec des conductivités thermiques intensifiées à $20 \text{ W}/(\text{m.K})$ dans le sens radial. Les résultats montrent que l'utilisation de l'insert hélicoïdal permet de réduire le temps de fusion des plaques du stock qui passe de 173 s pour le tube lisse à 105 s avec l'insert hélicoïdal (figure 6), soit une réduction de 40 %. Cette amélioration est directement liée à la diminution de la résistance thermique entre l'eau et la paroi interne du tube qui passe de $1,28 \cdot 10^{-2} \text{ K/W}$ pour le tube lisse à $4,11 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}$ pour l'insert hélicoïdal soit une réduction de 68 %. Comme l'indique la figure 7, le flux moyen pendant la fusion est de 587W pour le tube lisse, tandis qu'il atteint 971W avec l'insert hélicoïdal.

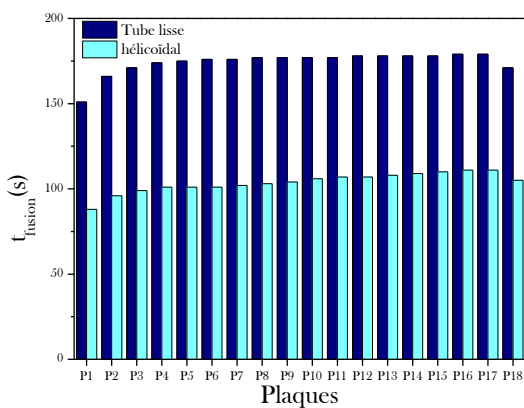


Figure 6 : Temps de fusion des plaques du stock à tube lisse et avec l'insert hélicoïdal

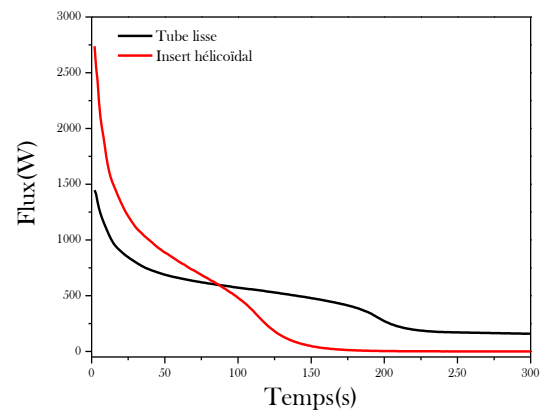


Figure 7 : Comparaison des flux thermiques transmis par l'eau pour les configurations à tube lisse et avec insert hélicoïdal.

En comparant nos résultats à ceux précédemment publiés [7], où le temps de fusion des plaques MCP-GNEc était d'environ 180 s dans un échangeur tubulaire sans ailettes avec de l'eau en régime turbulent ($Re = 70500$), notre configuration avec insert hélicoïdal a permis de réduire ce temps à 105 s, démontrant une amélioration significative du transfert thermique.

4. Conclusion :

Cette étude numérique a mis en évidence l'impact de l'orientation des plaques et de l'ajout d'un insert hélicoïdal sur les performances thermiques d'un échangeur-stockeur GNEc-MCP. Dans la configuration étudiée, l'orientation radiale permet d'obtenir un temps de fusion inférieur de 31 % par rapport à la configuration axiale. Cependant, cette tendance pourrait être différente avec des ailettes plus performantes. Ceci fera l'objet d'une étude ultérieure. On note que l'ajout d'un insert hélicoïdal améliore l'échange thermique de 56%, en réduisant le temps de fusion de 40 % par rapport au tube lisse.

Références

- [1] X. Py, R. Olives, and S. Mauran, "Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 14, pp. 2727–2737, Jul. 2001, doi: 10.1016/S0017-9310(00)00309-4.
 - [2] M. Tusar, K. Ahmed, M. Bhuiya, P. Bhowmik, M. Rasul, and N. Ashwath, "CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert," *Energy Procedia*, vol. 160, pp. 699–706, Feb. 2019, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2019.02.190.
 - [3] T. Sathe and A. S. Dhoble, "Thermal analysis of an inclined heat sink with finned PCM container for solar applications," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 144, p. 118679, Dec. 2019, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.118679.
 - [4] M. Jadal, J. Soto, and D. Delaunay, "Thermal conductivity evolution of a compressed expanded natural graphite – Phase change material composite after thermal cycling," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 28, no. August 2021, 2022, doi: 10.1016/j.tsep.2021.101047.
 - [5] "Rubitherm GmbH." <https://www.rubitherm.eu/en/productcategory/organische-pcm-rt> (accessed Jun. 07, 2024).
 - [6] M. Jadal, "Caractérisation thermique d'un échangeur-stockeur constitué d'un matériau à changement de phase dans une structure conductrice," Sep. 2020, Accessed: Jun. 07, 2024. [Online]. Available: <https://theses.hal.science/tel-03014679>
 - [7] K. Merlin, D. Delaunay, J. Soto, and L. Traonvouez, "Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage systems : Comparative study of different solutions and thermal contact investigation between the exchanger and the PCM," *Appl. Energy*, vol. 166, pp. 107–116, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.01.012.
-