

ÉCOULEMENT ET TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN COULIS STABILISÉ

T. El Rhafiki ^(a, b), T. Kousksou ^(a), Y. Zeraouli ^(a), E. Schall ^(a), A. Mimet ^(b)

^(a)Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés, Université de Pau et des Pays de l'Adour 6400 - Pau (France)

^(b)Laboratoire d'Energétique, Mécanique des Fluides et Sciences des Matériaux, Université Abdelmalek Essaidi 90000 - Tétouan (Maroc)

tarik.elrhafiki@etud.univ-pau.fr, tarik.kousksou@univ-pau.fr, youssef.zeraouli@univ-pau.fr, eric.schall@univ-pau.fr, az.mimet@menara.ma

RESUME

L'objectif de ce travail est d'analyser localement les transferts de chaleur dans un fluide frigoporteur diphasique constitué d'un liquide drainant des particules contenant un matériau à changement de phase en écoulement laminaire. L'équation d'énergie est formulée en prenant en compte l'absorption de la chaleur (ou le dégagement) due au changement de phase. Dans le cadre de cette étude, nous nous intéresserons qu'à la phase de déstockage (réchauffement). La méthode enthalpique est utilisée pour décrire la cinétique de la fusion au sein de chaque particule. L'effet des différents paramètres tels que la taille de la particule, le nombre de Reynolds, le type du MCP utilisé et la concentration des particules est discuté.

NOMENCLATURE

C_v	concentration de la particule		
c_p	chaleur spécifique, J/(K.kg)		
H	hauteur, m		
q_w	densité du flux thermique, W/m ²		
Pe	nombre de Peclet		
T	température, K		
r	rayon, m		
t	temps, s		
t^*	temps adimensionnel		
u	vitesse horizontale, m/s		
		Symboles grecques	
		λ	conductivité thermique, W/(m.K)
		ρ	masse volumique, kg/m ³
		Indices	
		f	fluide
			MCP matériau à changement de phase

1. INTRODUCTION

Dans le domaine du froid industriel, la substitution des fluides à effet de serre dans les procédés énergétiques, comme les pompes à chaleur et les machines frigorifiques, devient un enjeu majeur pour la lutte contre l'émission des gaz à effet de serre. Dans ce secteur, l'emploi des fluides frigoporteurs diphasiques [1] se présente comme une alternative prometteuse. L'usage de ces derniers permet de réduire d'une manière significative les quantités de réfrigérants nocifs dans les installations frigorifiques. Cette technique concerne à la fois la production et le transport du froid. Il s'agit d'intégrer un circuit intermédiaire entre le dispositif utilisateur du froid et la machine frigorifique. Les frigoporteurs diphasiques les plus étudiés ces dernières années sont les coulis de glace [2]. Les limites des procédés utilisant le coulis de glace résident, pour l'instant, dans le coût élevé du dispositif de production et dans leur fiabilité réduite. Actuellement, l'utilisation des coulis stabilisés [3] présente des potentialités importantes. Ils sont composés de particules remplies d'un matériau à changement de phase et suspendues dans un fluide servant de vecteur. Cette méthode laisse un

large éventail de choix sur le couple MCP/fluide porteur et permet de favoriser des critères thermiques et hydrauliques pour leur sélection.

Dans ce travail, nous analysons de manière locale les transferts de chaleur d'un coulis stabilisé en écoulement laminaire dans un échangeur rectangulaire lors d'un réchauffement accompagné d'une fusion des particules (figure 1).

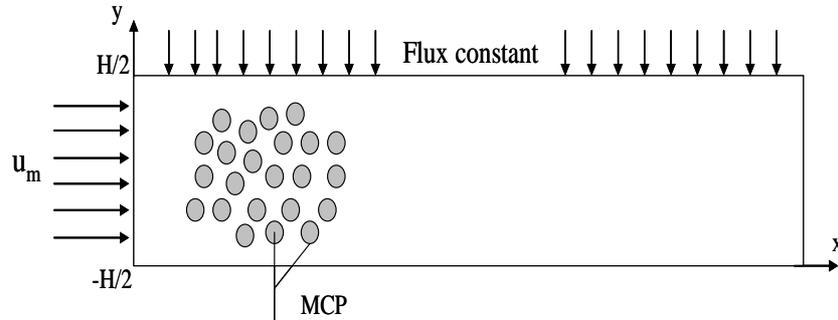


Figure 1. Domaine physique

2. MODELE PHYSIQUE

2.1 Hypothèses du modèle

La complexité de l'écoulement, qui provient de la présence des glaçons en suspension nécessite des hypothèses simplificatrices afin de résoudre ce problème.

- L'écoulement est laminaire, homogène et Newtonien
- L'écoulement est supposé hydrodynamiquement établi
- Les propriétés thermophysiques du fluide sont indépendantes de la température, sauf les propriétés du MCP qui sont données en fonction de la fraction des phases solide et liquide
- La résistance thermique de l'enveloppe de la particule est négligeable
- La dissipation visqueuse est négligée

Dans ces conditions, les équations du bilan s'écrivent :

Equation de l'énergie pour le fluide :

$$(1 - C_v) \left[\frac{\partial(\rho_f c_f T_f)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_f c_f u T_f)}{\partial x} \right] = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda_e \frac{\partial T_f}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_e \frac{\partial T_f}{\partial y}) + S \quad (1)$$

Pour un écoulement laminaire établi, la vitesse suivant l'axe de l'écoulement s'écrit :

$$u(y) = 2u_m \left(1 - \left(\frac{y}{H} \right)^2 \right) \quad (2)$$

S est le terme source qui traduit le changement de phase au sein de chaque particule en suspension. Il est donné par la relation suivante :

$$S = \frac{3C_v}{r_p} h_p (T_p - T_f) \quad (3)$$

Nous avons utilisé la corrélation suivante pour calculer le coefficient de transfert de chaleur h_p entre le fluide porteur et la particule [4] :

$$h_p = A_p (1 + B.c.\beta_p^m . R^m) \quad (4)$$

$$\text{avec } A_p = \frac{2(1-C_v)}{2-3C_v^{1/3}+C_v} \cdot \frac{2 + \frac{\lambda_p}{\lambda_f} + 2C_v \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} - 1\right)}{2 + \frac{\lambda_p}{\lambda_f} - C_v \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} - 1\right)} \cdot \frac{\lambda_f}{r_p}$$

Pour prendre en compte les effets micro-convectifs au sein de la suspension, la conductivité effective λ_e est calculée en utilisant la corrélation suivante [4] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_e = f\lambda_m \\ \lambda_m = \lambda_f \frac{2 + \frac{\lambda_p}{k_f} + 2c_v \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} - 1\right)}{2 + \frac{\lambda_p}{\lambda_f} - c_v \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_f} - 1\right)} \\ f = 1 + BC_v Pe_p^m \\ B = 3, m = 1.5, Pe_p < 0.67 \\ B = 1.8, m = 0.18, 0.67 \leq Pe_p \leq 250 \\ B = 3, m = \frac{1}{11}, Pe_p > 250 \end{array} \right. \quad (5)$$

avec λ_p est la conductivité thermique des particules, λ_f la conductivité thermique du fluide et Pe_p le nombre de Peclet des particules.

Le coefficient d'échange local entre la paroi et la suspension est calculé en utilisant, comme référence, la température à l'entrée de l'échangeur par la formule suivante :

$$h = \frac{q_w}{(T_w - T_e)} \quad (6)$$

avec T_w est la température de la paroi de l'échangeur.

2.2 Traitement du changement de phase

Pour suivre le front de fusion au sein de chaque microcapsule (figure 2) nous avons utilisé la méthode enthalpique à maillage fixe. Cette méthode est devenue un standard des modélisations des changements de phase solide-liquide.

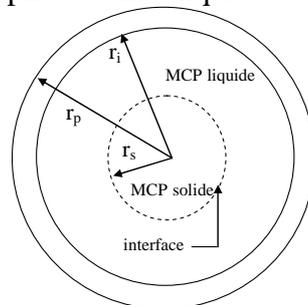


Figure 2. Front de fusion du MCP à l'intérieur de la capsule

Elle a été décrite en détail par Voller et al. [5]. Cette dernière repose sur l'écriture de l'équation d'énergie avec un terme source (ou puits) d'énergie qui résulte du changement de phase au sein du MCP :

$$\rho_{mcp} c_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}}{\partial r} \right) - \rho_{mcp} L_F \frac{\partial f_L}{\partial t} \quad (7)$$

La correction de la fraction liquide f_L est nécessaire pour avancer l'interface liquide-solide :

$$f_L^{iter+1} = f_L^{iter} + w(T_{mcp} - T_F) \quad (8)$$

avec w est un coefficient qui dépend des propriétés thermophysiques du MCP [5].

L'équation de l'énergie est complétée par les conditions aux limites et initiale suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_{mcp}}{\partial r} = 0 \quad r = 0, \quad t > 0 \\ T_p = T_{mcp} \Big|_{r=r_i} \\ -\lambda_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}}{\partial r} = h_p (T_{mcp} \Big|_{r=r_i} - T_f) \quad 0 \leq r \leq r_p, \quad t > 0 \\ T_{mcp} = T_{initiale} \quad 0 < r < r_p, \quad t = 0 \end{array} \right. \quad (9)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'échangeur est traversé par un fluide constitué d'eau comme phase continue et de microcapsules en suspension remplies d'un MCP (eau ou hexadécane). Les particules, dont la concentration ne peut dépasser 20%, sont constituées d'une enveloppe d'épaisseur négligeable. Les résultats que nous présenterons sont donnés en fonction d'un temps adimensionnel t^* .

3.1 Effet de la concentration des particules

La concentration des particules détermine le volume qu'elles occupent dans l'échangeur. Si la concentration en particules augmente, la quantité de chaleur à absorber pour faire fondre le MCP augmente proportionnellement. Les résultats sont présentés sur la figure 3 pour trois cas où le nombre de Reynolds est imposé à 200, la densité du flux est 500 W/m^2 et le rayon de la particule est $50 \mu\text{m}$.

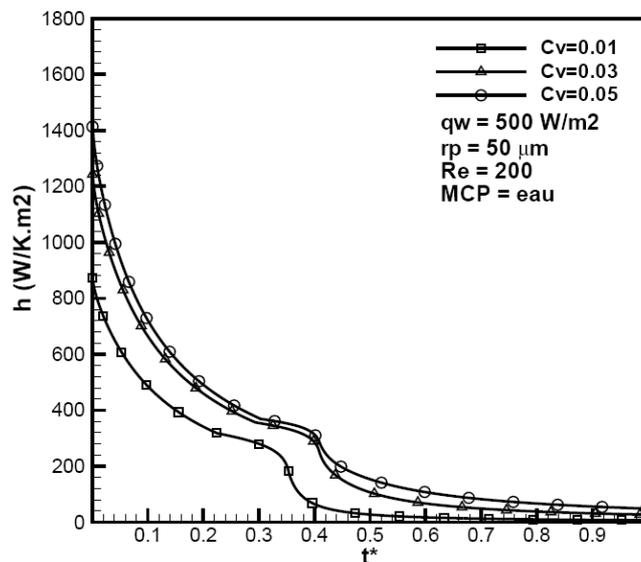


Figure 3. Effet de la concentration des particules sur le coefficient d'échange local

On constate que les transferts thermiques entre la suspension et la paroi s'améliorent en augmentant la concentration des particules. Cela implique que la température de la paroi de l'échangeur peut être considérablement contrôlée en augmentant la concentration des particules.

3.2 Effet de la taille des particules

Pour une concentration C_v donnée, plus les particules sont petites, plus la surface d'échange entre le fluide porteur et les particules est importante. Il semble aussi que les particules de petites tailles contribuent davantage à l'augmentation de la conductivité par les effets micro-convectifs que les grosses particules. Sur la figure 4 sont tracés les résultats correspondant à trois écoulements avec un même nombre de Reynolds, même densité de flux et une même concentration mais avec trois rayons de particules différents.

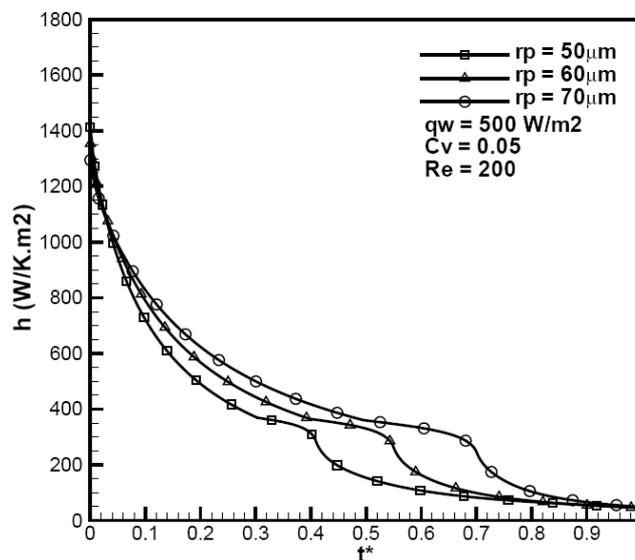


Figure 4. Effet du rayon du MCP sur le coefficient d'échange local

On note que le changement de phase est plus rapide quand le rayon diminue et que ce dernier augmente avec le rayon des particules. Nous observons aussi que lorsque tout le MCP est fondu le coefficient de transfert a quasiment la même valeur pour les trois rayons.

3.3 Effet du MCP

Charunyakorn et al [4], à partir de leur modèle, ont constaté que le nombre de Nusselt peut être amélioré en diminuant le nombre de Stefan (rapport de la chaleur sensible des particules sur leur chaleur latente). Pour confirmer ces résultats nous avons testé deux écoulements avec deux MCP, même nombre de Reynolds, même densité de flux et une même concentration. Nous constatons que le coefficient de transfert thermique entre la paroi de l'échangeur et la suspension peut être amélioré en diminuant le nombre de Stefan (figure 5). Pour avoir de bons transferts thermiques, il faut un nombre de Stefan le plus petit possible.

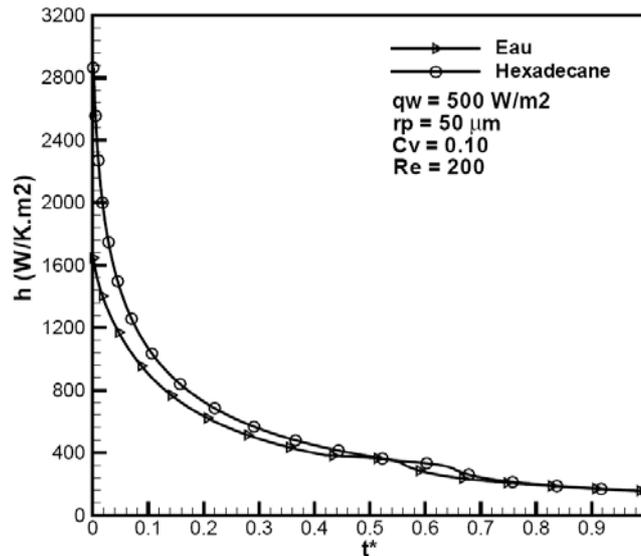


Figure 5. Effet du MCP sur le coefficient d'échange local

4. CONCLUSION

Les résultats obtenus par le modèle numérique ont permis d'étudier l'influence de différents paramètres sur le comportement du coulis stabilisé durant la phase de déstockage. On retiendra de cette étude que :

- les particules agissent comme des puits d'énergie lorsqu'elles absorbent de la chaleur (elles bloquent l'augmentation de la température de la paroi de l'échangeur).
- la diminution du nombre de Stefan et l'augmentation du rayon des particules et de leur concentration améliorent les transferts thermiques au sein de l'échangeur.

REMERCIEMENT

Ce travail a été réalisé grâce au soutien du Comité Mixte Interuniversitaire Franco-Marocain dans le cadre de l'Action Intégrée VOLUBILIS n° MA/06/152

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. H. Demasles, Etude des transferts de chaleur d'un fluide frigopporteur diphasique à changement de phase liquide-solide dans échangeur à plaques lisses, Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, Lyon, 2002.
2. T. Kousksou, A. Jamil, Y. Zeraouli, J-P. Dumas, DSC study and computer modeling of the melting process in ice slurry, *Thermochimica Acta*, 448 (2006) 123-129.
3. C. Ionescu, P. Haberschill, I. Kiss and A. Lallemand, A Local and global heat transfer coefficients of stabilized ice slurry in laminar and transitional flows. *International Journal of Refrigeration*, (2007) 970-977.
4. P. Charunyakorn, S. Sengupta and S.K. Roy, Forced convection heat transfer in microencapsulated phase change material slurries: flow in circular ducts, *International Journal Heat Mass Transfer*, 34 (1991) 819-833.
5. V.R. Voller, Fast implicit finite difference methode for the analysis of phase change problems, *Numerical Heat Transfer*, 17 (1990) 155-169.