

MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN COULIS DE PARAFFINE EN ECOULEMENT DANS UN ECHANGEUR À PLAQUES

*M.N.EL Boujaddaini ^{1,2}, P.Haberschill ¹, A.Mimet²

¹CETHIL, UMR 5008 / INSA – UCBL – CNRS / Bat Sadi Carnot, 20 Avenue Albert Einstein
69621– Villeurbanne Cedex –France

²Laboratoire d’Énergétique, Faculté des Sciences, BP 2121 ,93000 –Tétouan – Maroc
najib_elboujaddaini@yahoo.fr

RESUME

Les coulis de glace (classiques et stabilisés) sont largement utilisés dans le cas de la production et de la distribution de froid à des températures négatives. L’industrie agroalimentaire, les entrepôts frigorifiques et les supermarchés utilisent ces fluides frigoporteurs diphasiques (FFD) mais ils sont très peu adaptés au conditionnement d’air et à la climatisation à cause des températures négatives de changement de phase ce qui entraîne des répercussions sur les performances de la machine frigorifique.

Les coulis de paraffine constituent un meilleur substituant, car ces nouveaux FFD présentent des températures de changement de phase positives, ils correspondent aux plages de températures usuelles de la climatisation de l’ordre de 7 à 12°C.

Le but de ce travail est de modéliser le comportement thermique de ce coulis dans un échangeur à plaques au cours de sa congélation à partir des équations de conservation de l’énergie sous forme globale et locale autour d’une particule partiellement cristallisée. La résolution numérique du système permet le calcul de la distribution de la température dans le canal pour différentes valeurs de la fraction massique en particules.

NOMENCLATURE

NOMENCLATURE		Indices
x	fraction volumique (%)	p particule
φ	fraction massique (%)	l liquide
ξ_s	fraction volumique de la phase solide dans la particule(%)	fus fusion
ρ	masse volumique (Kg m ⁻³)	lat latente
k	conductivité thermique (W m ⁻¹ K ⁻¹)	r relative
		m mélange

1. INTRODUCTION

Les matériaux à changement de phase MCP sont très utilisés dans le domaine du froid industriel et de la climatisation, ils possèdent de grandes capacités de stockage et de transport du froid grâce à leur chaleur latente de changement de phase.

Les coulis de paraffine sont des fluides frigoporteurs diphasiques constitués de particules millimétriques de paraffine, stabilisées dans une matrice poreuse en polymère organique et suspendues dans l’eau. Les particules de paraffines sont composées de 75% en masse de Norpar 15 (qui est un mélange de 5 paraffines : tétradecane (33 %), pentadecane (43 %), hexadecane (17 %), heptadecane (5 %) et octadecane (2 %)), et de 25% de polymère tri-block à base de styrène appelé **HPM** (plastique à Haut Poids Moléculaire). Le polymère sert à gélifier la paraffine, c'est-à-dire à emprisonner celle-ci au sein d’une matrice poreuse (figure1).

Nous nous sommes intéressés à la modélisation et la simulation de l'écoulement de ce coulis de paraffine stabilisé dans le canal froid d'un échangeur à plaques vertical et avons à cette fin élaboré un modèle de comportement.

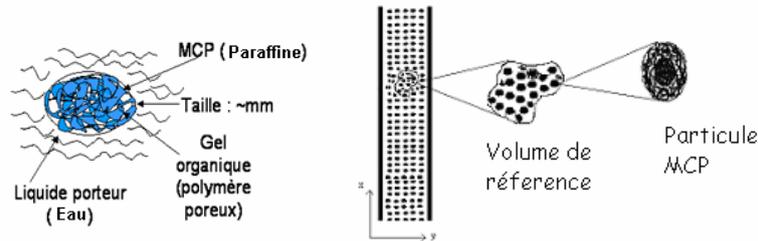


Figure 1 : Représentation schématique d'une particule du coulis de paraffine stabilisé

2. PRESENTATION DU MODELE.

Le fluide frigoporteur diphasique étudié est supposé être newtonien et incompressible, il est considéré comme un milieu continu, les particules sont partiellement congelées.

On travaille sur la phase de congélation du coulis en considérant un écoulement laminaire et bidimensionnel. L'installation étudiée est représentée sur la figure 2.

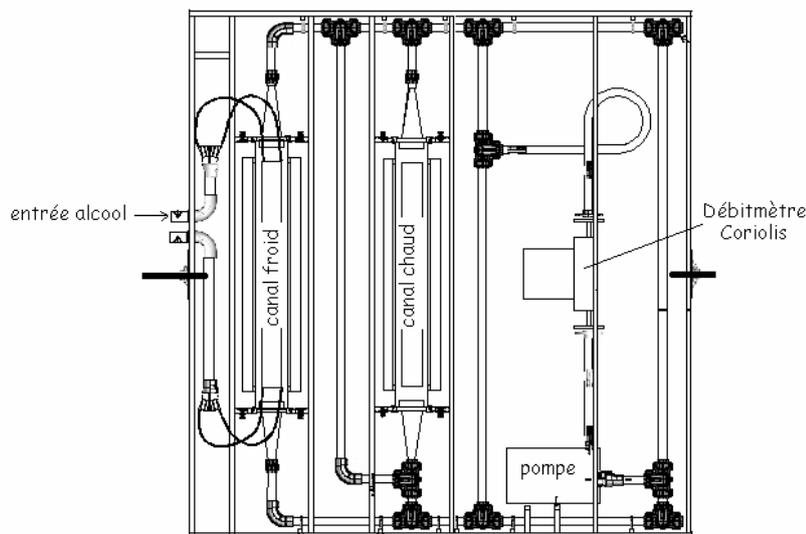


Figure 2 : Schéma de l'installation expérimentale.

On écrit l'équation de conservation de l'énergie sur un volume de référence V contenant un certain nombre de particules solides et Pour tenir compte du comportement d'une seule particule, on en écrit le bilan d'échange thermique local avec le liquide environnant.

2.1 Equation du bilan de conservation de l'énergie dans le volume de référence

L'équation de bilan de conservation de l'énergie sur le volume de référence V s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho_m h_m)}{\partial t} + \bar{\nabla}(\rho_m h_m \bar{v}_m) + \bar{\nabla}(\rho_m \phi_l \bar{v}_r (h_m - h_l)) = \bar{\nabla}(k \bar{\nabla} T) \quad (1)$$

h_m et h_l représentent les enthalpies massiques du mélange et de la phase liquide (eau). Avec

$$h_m = \sum_{k=1}^n \varphi_k h_k = \varphi_p h_p + (1 - \varphi_p) h_l \quad \text{et} \quad h_l = h_{l0} + \int_0^T C_{p_l} dT = C_{p_l} T \quad (2)$$

Celle des particules solides peut s'écrire :

$$h_p(T) = C_p T + \xi_l h_{lat_f}^* \quad (3)$$

La masse volumique du mélange et la capacité thermique massique sont données par :

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n x_k \rho_k = x_p \rho_p + (1 - x_p) \rho_l \quad (4)$$

$$\text{et } C_{p_m} = \frac{1}{\rho_m} \sum_{k=1}^n x_k \rho_k C_{p_k} = \frac{1}{\rho_m} (x_p \rho_p C_{p_p} + (1 - x_p) \rho_l C_{p_l}) \quad (5)$$

La conductivité thermique selon Yamagishi [1999] s'écrit :

$$k_m = k_l \frac{2k_p + k_l + x_p (k_p - k_l)}{2k_p + k_l - 2x_p (k_p - k_l)} \quad (6)$$

L'enthalpie massique du mélange dans le volume V s'écrit :

$$h_m = C_{p_m} T - \varphi_p \xi_s h_{lat_{fusion}} \quad (7)$$

Où $h_{lat_f}^*$ représente la chaleur latente apparente de fusion de la phase solide et

ξ_s la fraction de solide résultant de la congélation de la paraffine dans le MCP.

En supposant que le phénomène de surfusion n'a pas lieu, et en tenant compte de la vitesse relative \vec{v}_r des particules solides par rapport au liquide, l'équation de conservation d'énergie dans le volume de référence prend la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho_m C_{p_m} T)}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho_m C_{p_m} \vec{v}_m T) = \vec{\nabla}(\lambda_m \vec{\nabla} T) + \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \varphi_p \xi_s h_{lat_{fusion}}) + \vec{\nabla}(\rho_m \varphi_p \xi_s h_{lat_{fusion}} \vec{v}_m) \right] + \vec{\nabla}[\rho_m \varphi_l \vec{v}_r (\varphi_p \xi_s h_{lat_{fusion}} - (C_{p_m} - C_{p_l}) T)] \quad (8)$$

La vitesse relative est donnée par :

$$\vec{v}_r = \frac{\rho_p - \rho_m}{18\mu_l f_{drag}} d_p^2 \left(\vec{g} - \frac{\partial \vec{v}_m}{\partial t} - \vec{v}_m \vec{\nabla} \vec{v}_m \right) \quad (9)$$

2.2 Equation locale d'échange thermique entre la particule solide et la phase liquide

Le déséquilibre thermique entre le MCP et la phase porteuse met en jeu un transfert d'énergie. L'échange local de chaleur entre une particule solide, supposée sphérique, de diamètre d_p est donné par :

$$\rho_p \frac{1}{3} \pi d_p^3 \left(\frac{\partial h_p}{\partial t} + \vec{\nabla}(h_p \vec{v}_p) \right) = -h_{local} \pi d_p^2 (T - T_p) \quad (10)$$

En tenant compte de l'équation (4), cette équation devient :

$$\frac{\partial(\xi_s)}{\partial t} + \vec{\nabla}(\xi_s \vec{v}_m) = \frac{6h_{local}}{\rho_p d_p h_{lat_{fusion}}} (T - T_p) - \vec{\nabla}(\varphi_l \vec{v}_r \xi_s) \quad (11)$$

Le second terme du côté de droite de l'équation (8) représente le flux de la fraction de la phase liquide due au mouvement relatif des particules par rapport à la phase porteuse.

h_{local} désigne le coefficient d'échange local entre la particule et le liquide environnant, il est donné selon Chandarana par :

$$Nu = \frac{h_{local} d_p}{k_f} = 2 + 0.0282 Re_p^{1.6} Pr^{0.89} \quad (12)$$

Re_p et Pr sont les nombres de Reynolds des particules et le nombre de Prandtl respectivement, et sont donnés par :

$$Re_p = \frac{d_p \rho_m v_r}{\mu_m} \quad \text{et} \quad Pr = \frac{C_{p_m} \mu_m}{\lambda_m} \quad (13)$$

avec $1.23 \leq Re_p \leq 27.38$ et $9.74 \leq Pr \leq 376.2$

Dans le canal central circule le FFD alors que dans les deux canaux latéraux circule de l'éthanol pur à basse température. Les deux fluides circulent à contre courant.

La température à l'entrée du canal du FFD est uniforme et égale à $T_0 = 10^\circ\text{C}$. La température imposée par l'alcool sur les plaques d'échange thermique T_a est supposée uniforme et égale à -4°C . La vitesse d'écoulement ne dépend que de la variable y , elle est portée par l'axe ox , soit $\vec{v}(M) = u(y)\vec{e}_x$ (14)

Le profil de vitesse en régime laminaire est supposé parabolique, elle est donné par :

$$u(y) = 2U_0[1 - (2y/b)^2] \quad (15)$$

Le tableau suivant (Tableau 1) donne les valeurs numériques utilisées dans la simulation :

Masse volumique du MCP Liquide	[kg/m ³]	760
Masse volumique du MCP solide	[kg/m ³]	830
Température de fusion	[°C]	7
Capacité thermique du MCP Liquide	[J/kg.K]	2082
Capacité thermique du MCP solide	[J/kg.K]	1000
Conductivité thermique du MCP	[W/mK]	0.23
Chaleur latente de fusion	[KJ/Kg]	206

Tableau 1 : Propriétés de la paraffine utilisée

3. RESOLUTION NUMERIQUE

3.1 Procédure numérique.

On a utilisé la méthode aux volumes finis et avec un code numérique écrit en langage Fortran. La résolution numérique du système fourni la température ainsi que le coefficient d'échange pour différents nombres de Reynolds et différents titres massiques 6% et 12%.

La méthode de Gauss Seidel basée sur l'algorithme TDMA est utilisée pour résoudre les équations discrétisés.

3.2 Résultats et discussions

On présente ci-dessous le comportement thermique du FFD dans l'échangeur pour différentes valeurs de la fraction massique en particules 6% et 12%. La vitesse moyenne dans le canal est 0.4m/s.

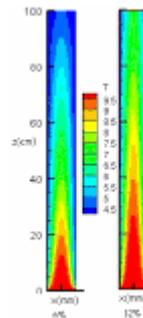


Figure 3: variation de la température le long du canal

Dans la prochaine figure nous donnons le coefficient d'échange le long du canal pour les deux valeurs en titre massique 6% et 12% avec une vitesse moyenne de 0.4m/s:

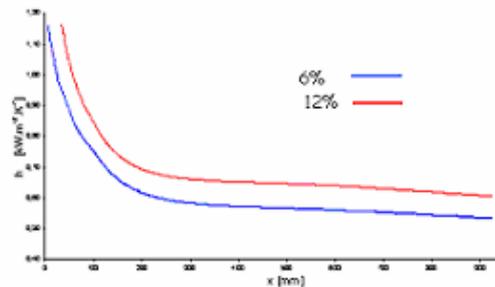


Figure 4: Coefficient d'échange pour le coulis à 6% et à 12%

L'influence du nombre de Reynolds est montrée dans la figure 5 pour une concentration massique en particule de 6% :

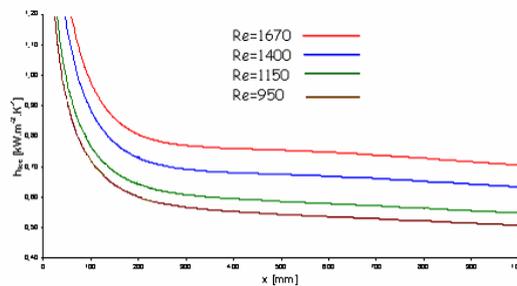


Figure 5: Coefficient d'échange pour le coulis à 6% pour différents Reynolds

Les résultats obtenus ci-dessus montrent l'effet de la fraction massique en particules sur le comportement thermique du coulis, en fait c'est la chaleur latente de fusion qui est à l'origine de ces différences entre les résultats trouvés pour les cas étudiés.

La longueur d'établissement thermique est plus grande dans le cas d'un frigoporteur à forte concentration en particules MCP.

L'échange de chaleur est plus important pour les valeurs élevées du nombre de Reynolds d'où l'importance de considérer le cas d'un écoulement turbulent.

4. CONCLUSIONS

Le comportement thermique du coulis de paraffine stabilisé a été modélisé et simulé. L'importance de l'utilisation des coulis à concentration élevée en particules, pour bien stocker et transporter le froid est mise en œuvre dans cette communication.

Dans les prochains travaux, nous allons étudier les coefficients d'échange dans le cas d'écoulement turbulent et de transition, et allons aborder le comportement rhéologique de tels fluides diphasiques.

REFERENCES :

1. O.Bel, A. Lallemand. May, 1999. Study of two phase secondary refrigerant: intrinsic thermophysical properties of an ice slurry. *International journal of Refrigeration*. vol 22, issue3, p164-174.
2. O.Bel, A. Lallemand. May, 1999. Study of two phase secondary refrigerant: Experimental analysis of thermal and rheological behaviour. *International journal of Refrigeration*. vol.22, issue3, p175-187
3. L.Royon, G.Guiffant. September 2000. Heat transfer in paraffin/oil water emulsion involving supercooling phenomenon. *Energy conversion and management*. vol.42, p2155-2161
4. C.Ionescu, P.Hberschill, I. Kiss, A.Lallemand. Local and global heat transfer coefficients of a stabilised ice slurry in laminar and transitional flow. January 2007. *International journal of Refrigeration* Vol30,p970-977.
5. M.N.EL Boujaddaini, P.Haberschill, A.Mimet, A Lallemand. Modelling and numerical simulation of stabilized ice slurry in plane plate heat exchanger: the thermal behaviour. ICHMT International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer Marrakech, Morocco May 11-16, 2008,