

MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE EN REGIME VARIABLE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR COAXIAL UTILISANT LE COULIS DE GLACE

I. El abbassi^{1,2*}, J. Castaing-Lasvignottes¹, J-P. Bédécarrats¹, J-P. Dumas¹ et A. Mimet.²
¹Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP), Université de Pau et des Pays de
l'Adour (UPPA), BP 1155 – 64013 Pau, France.

²Laboratoire d'Energétique et Mécanique des Fluides et Sciences des matériaux,
Faculté des Sciences, BP 2121, 93000 Tétouan, Maroc.

*auteur correspondant : ielabbassi@gmail.com

RESUME

La prise en compte des contraintes environnementales dans la production, le transport et la distribution du froid ont conduit à repenser les habitudes de dimensionnement de ces équipements. Le confinement des installations a en particulier, participé au développement de fluides secondaires tels que les coulis de glace pour stocker, transporter et distribuer le froid. Nous présentons dans cet article les résultats expérimentaux ainsi que ceux issus d'un modèle numérique de l'étude du comportement transitoire du coulis de glace dans un échangeur de chaleur coaxial. Nous nous sommes intéressés en particulier aux profils des puissances et des températures de l'échangeur de chaleur.

NOMENCLATURE

		<i>Indices</i>	
u	énergie interne massique (J.kg ⁻¹)	c	chaud
h	enthalpie massique (J.kg ⁻¹)	f	froid
α	coefficient d'échange (W.m ⁻² .K ⁻¹)	p	paroi
A	surface d'échange (m ²)	i	interne
M	masse (kg)	ex	externe
\dot{m}	débit massique (kg.s ⁻¹)	e	entrée
C _p	capacité calorifique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	s	sortie
t	temps (s)	h	hydraulique
x	position (m)		
L	longueur totale de l'échangeur (m)		
T	température (K)		

1. INTRODUCTION

La prise en compte de l'influence de la production frigorifique sur l'environnement a eu pour conséquence des changements dans les pratiques jusqu'alors habituelles. Le confinement des installations a en particulier conduit à une réduction importante des charges en fluide frigorigène. Corollairement, des solutions originales ont été développées afin d'assurer le transport, la distribution et l'éventuel stockage du froid. Une nouvelle génération de fluides frigoporteurs diphasiques a ainsi vu le jour. Parmi eux, les coulis de glace (mélange diphasique solide/liquide) occupent une bonne place et plusieurs travaux de recherche sont menés afin d'étudier leurs propriétés [1, 2, 3, 4] et évaluer leurs potentialités notamment d'un point de vue énergétique [5, 6]. Un de leurs grands intérêts réside dans leur capacité à stocker et à transporter de grandes quantités de froid, en particulier, grâce à la chaleur latente de fusion de la glace.

Afin de rendre compte du comportement général d'un fluide secondaire (monophasique ou diphasique : coulis de glace) au sein d'une installation énergétique plus complexe et de quantifier les performances d'une telle boucle de distribution, constituée de deux échangeurs de chaleur et d'un circulateur, un modèle numérique a été réalisé [7].

Les résultats ont montré l'intérêt de ce travail, qui a été accompli en considérant un régime permanent. Néanmoins, dans le cas des coulis de glace, l'aspect dynamique n'est pas étranger au fonctionnement de cette boucle. C'est en effet le cas à cause du stockage de froid par chaleur latente dans la glace, cette dernière constituant la phase solide du fluide frigoporteur.

L'étude présentée dans cet article traite du comportement transitoire associé au fonctionnement réel d'une telle boucle afin de quantifier l'influence des différents paramètres sur les performances énergétiques de l'ensemble. Nous avons focalisé notre étude sur l'échangeur de chaleur, un des éléments incontournables de ce type de système.

Nous nous sommes intéressés en particulier au profil de température à l'entrée et à la sortie de la calandre (source chaude) et à la puissance échangée.

Une première partie présente le montage expérimental et les résultats obtenus. Dans un second temps, et afin de compléter le modèle global, nous présentons la modélisation et la simulation de cet échangeur soumis à des conditions variables de température afin d'en mieux cerner le comportement. Une conclusion comparant ces divers résultats clôture ce travail.

2. ETUDE EXPERIMENTALE

La modélisation qui est présentée plus loin et qui devra compléter des travaux antérieurs [7] repose sur les observations qui ont été faites sur un banc expérimental du laboratoire. A l'origine celui-ci a été élaboré afin de quantifier les propriétés de transport [8] et d'échange thermique [2] des coulis de glace (principalement ceux à base d'éthanol et d'eau).

L'intégralité du montage est schématisée figure 1. Plusieurs moyens de mesure et d'acquisition sont disposés le long de la boucle comme en particulier la mesure du débit circulant (débitmètre Coriolis) et des températures entrée/sortie de l'échangeur (Pt 100).

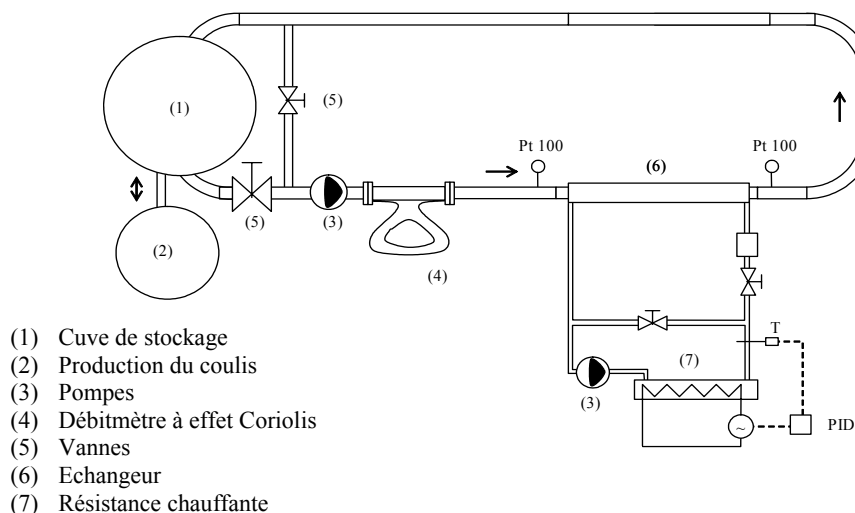


Figure 1. Boucle d'essais de l'étude du coulis de glace.

Celui-ci comporte un fluide secondaire lui-même chauffé au moyen d'une résistance électrique. Son rôle est d'apporter la chaleur suffisante afin de faire fondre et chauffer le mélange diphasique circulant dans la boucle d'étude. Cette boucle chaude comporte elle aussi les moyens de mesure nécessaires (débit et température) afin de connaître la puissance injectée. Un régulateur placé sur

l'alimentation de la résistance électrique permet d'imposer une puissance ou une température d'entrée donnée.

Le protocole expérimental que nous avons suivi présuppose une quantité initiale de glace dans un mélange eau/éthanol d'une composition initiale connue et contenue dans le volume offert par la boucle. Alors qu'elle est mise en circulation, une valeur de consigne de température de départ est imposée au régulateur qui chauffe ensuite l'eau qui elle-même transmet sa chaleur au coulis. Ceci a pour effet de faire fondre au cours du temps la quantité de glace qui entre et qui sort de l'échangeur. La figure 2 présente l'évolution des températures à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

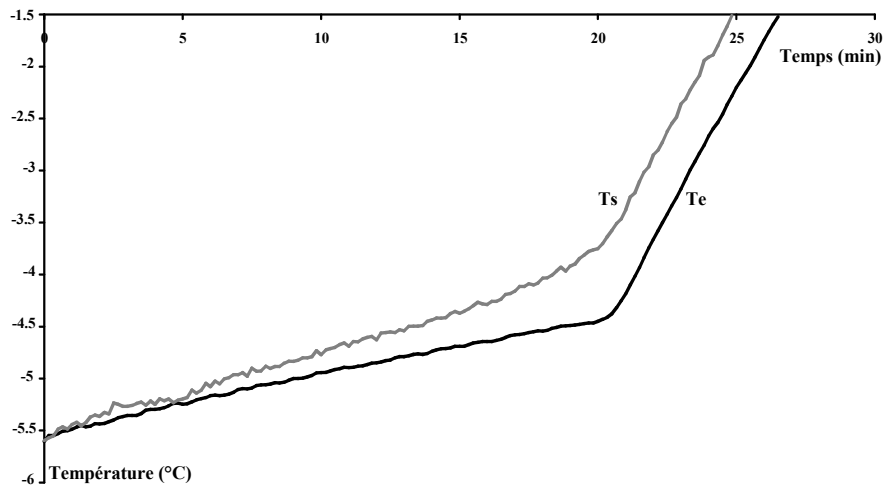


Figure 2. Evolution de la température du coulis à l'entrée et à la sortie de l'échangeur pour une composition initiale massique de 10.4% d'éthanol.

On observe deux périodes distinctes dans ces courbes. Une première qui dure environ 20 minutes durant laquelle le coulis voit sa quantité de glace se réduire à mesure que de la chaleur lui est apportée. Cette transformation n'est pas isotherme mais s'accompagne d'une légère augmentation de température conformément au comportement de ce mélange binaire eau/éthanol. Lorsque toute la glace présente initialement dans la boucle est fondue, l'essentiel de la chaleur est alors transmis au coulis sous forme sensible. Dès lors, le comportement thermique de ce dernier change radicalement et on observe une remontée des températures.

3. MODELISATION

Le système étudié se compose de deux tubes coaxiaux de 1.5 m de longueur et de diamètre 22/25 mm et 33/36 mm dans lesquels circulent deux fluides à des températures différentes (figure 3).

L'ensemble constitue un échangeur de chaleur. Le coulis de glace circule dans le tube central avec un débit donné \dot{m}_f . Le fluide chaud qui circule dans l'espace annulaire s'écoule avec un débit donné \dot{m}_c .

Le volume d'échangeur offert à chaque fluide contient à chaque instant une masse de fluide M_c et M_f . Le tube qui sépare les deux fluides et qui constitue la paroi d'échange est caractérisé par sa masse M_p et sa capacité calorifique $C_{p,p}$, une surface d'échange du côté du fluide chaud (A_c) et une surface du côté du fluide froid (A_f).

Le modèle présenté dans cette étude et qui permet de rendre compte du caractère instationnaire des échanges de chaleur repose sur l'écriture du premier principe de la thermodynamique (loi de conservation de l'énergie) en considérant selon les cas un système ouvert (lorsqu'il s'agit d'un fluide) ou un système fermé (pour la paroi).

Les principales hypothèses simplificatrices que nous avons retenues sont les suivantes :

- Les régimes d'écoulement des fluides sont turbulents et homogènes,
- Les fluides sont supposés incompressibles,
- Les propriétés thermo-physiques des fluides sont issues de la littérature [1, 2],
- La conduction thermique dans le tube est négligée (faible épaisseur et grande conductivité des matériaux utilisés dans les échangeurs),
- L'échangeur est parfaitement isolé et donc considéré comme adiabatique.

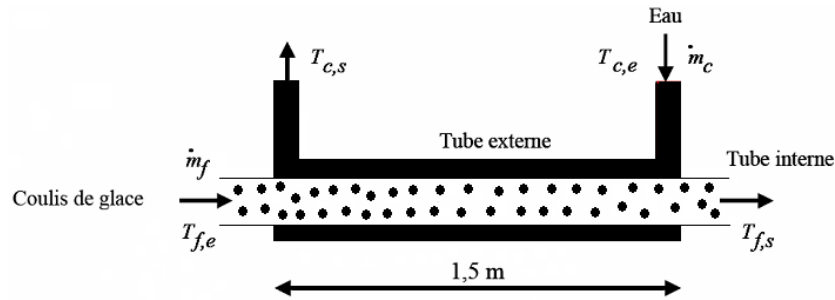


Figure 3. Représentation schématique de l'échangeur étudié dans le cas d'un échange contre-courant.

Avec les hypothèses formulées, le système des équations à résoudre est le suivant:

- Pour l'eau circulant dans l'espace annulaire entre le tube interne et le tube externe :

$$M_c \cdot C_{pc} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \alpha_{ci} \cdot A_{ci} \cdot (T_{pi} - T_c) + \alpha_{cex} \cdot A_{cex} \cdot (T_{pex} - T_c) + \dot{m}_c \cdot L \cdot \frac{\partial h_c}{\partial x} \quad (1)$$

- Pour le fluide frigoporteur circulant dans le tube interne:

$$M_f \cdot \frac{\partial u_f}{\partial t} = \alpha_f \cdot A_f \cdot (T_{pi} - T_f) + \dot{m}_f \cdot L \cdot \frac{\partial h_f}{\partial x} \quad (2)$$

- Pour le tube interne en inox séparant les deux fluides:

$$M_{pi} \cdot C_{ppi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial t} = \alpha_f \cdot A_f \cdot (T_f - T_{pi}) + \alpha_{ci} \cdot A_{ci} \cdot (T_c - T_{pi}) \quad (3)$$

- Pour le tube externe en cuivre:

$$M_{pex} \cdot C_{ppex} \frac{\partial T_{pex}}{\partial t} = \alpha_{cex} \cdot A_{cex} \cdot (T_c - T_{pex}) \quad (4)$$

La résolution numérique que nous avons retenue pour cette étude repose sur l'utilisation de la méthode des volumes finis proposée par Patankar [9].

Le coefficient d'échange convectif du côté chaud est donné par la corrélation de Dittus et Boelter [10] et celui côté coulis issu des travaux de Peuvrel [2].

4. SIMULATION

Les deux températures d'entrée (eau chaude et coulis) sont imposées dans la simulation et égales à celles relevées expérimentalement.

L'évolution de pertes de charges occasionnées par la fonte progressive du coulis conduit à une variation du débit massique dont les valeurs sont imposées ensuite au modèle. Le débit d'eau chaude est maintenu constant conformément à l'expérience.

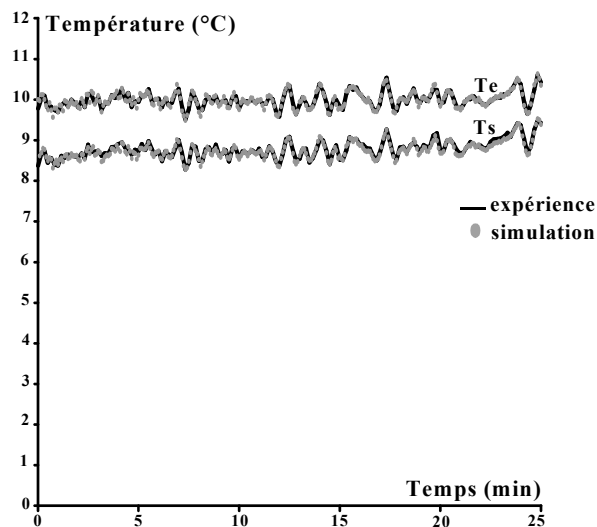


Figure 4. Evolution de la température de l'eau chaude à la sortie de la calandre pour un débit de 0.49 kg.s^{-1} .

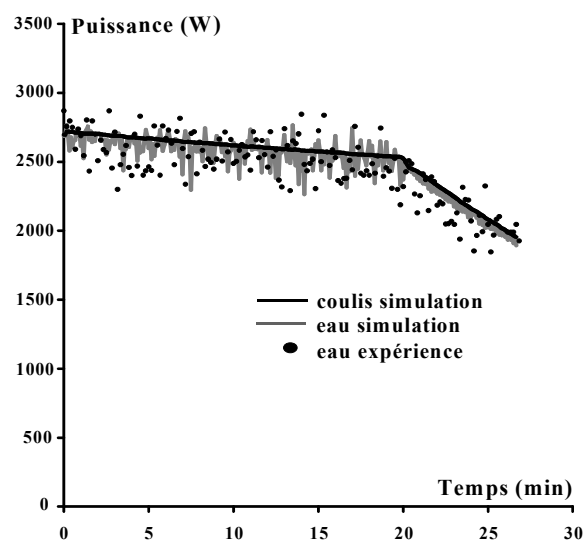


Figure 5. Evolution des puissances côté tube et côté calandre.

Les évolutions de températures issues de la simulation et de l'expérience sont représentées sur la figure 4. Le modèle permet de retrouver la température à la sortie de la calandre avec une bonne précision.

Nous représentons sur la figure 5 la puissance de l'eau chaude issue du modèle en comparaison avec celle de l'expérience ainsi que la puissance reçue par le coulis de glace obtenue par le modèle. Les résultats semblent tout à fait satisfaisant et restent très proche des valeurs expérimentales.

5. CONCLUSION

Nous avons présenté dans ce papier la modélisation basée sur l'écriture du premier principe de la thermodynamique (pour chaque élément de l'échangeur coulis de glace, eau chaude et les parois de l'échangeur) permettant de simuler le comportement instationnaire de l'échangeur de chaleur utilisé dans le domaine du froid.

Les premières simulations sont encourageantes et la comparaison avec l'expérience donne d'assez bons résultats et valide la méthodologie et les choix en matière de modélisation. Ce modèle sera ensuite exploité afin de mieux cerner l'influence des divers paramètres.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. M. B. Lakhdar, 1998, Comportement thermo-hydraulique d'un fluide frigoporteur diphasique : le coulis de glace, Etude théorique et expérimentale. *Thèse de Doctorat, INSA Lyon*.
2. C. Peuvrel, 2003, Etude des transferts thermiques lors de la circulation dans un échangeur d'un fluide frigoporteur à changement de phase solide-liquide. *Thèse de Doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour*.
3. P. Egolf, M. Kauffeld, 2005, From physical properties of ice slurries to industrial. *International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 4-12*.
4. A. Jamil, 2006, Etude expérimentale et modélisation de l'analyse calorimétrique des fusions et des déséquilibres de phases dans les coulis de glace. *Thèse de Doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour*.
5. I. El abbassi, J. Castaing-Lasvignottes, J-P. Bedecarrats, J-P. Dumas et A. Mimet, 2007, Étude comparative de l'emploi des fluides frigoporteurs monophasiques et diphasiques. *13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi - France*.

6. J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, C. Peuvrel, J-P. Bedecarrats, 2004, Optimisation des conditions de fonctionnement des échangeurs a coulis de glace par l'analyse exergetique. *Colloque Franco-Roumain sur l'énergie - environnement - économie et thermodynamique, COFRET'04, Nancy*.
7. I. El abbassi, J-P. Bedecarrats et J. Castaing-Lasvignottes, 2007, Étude des performances d'une boucle frigorifique de coulis de glace. *Congrès Français de Thermique, SFT, Île des Embiez*.
8. P. Rehgem, B. Stutz, O. Martinez, 2000, Friction losses for flow of concentrated slurries, *2nd workshop on Ice slurries of the International Institute of Refrigeration, p.29-36*.
9. S. V. Patkar, 1980, Numerical heat transfer and fluid flow. *Ed. McGraw-Hill book company*.
10. M. N. Ozisik, 1985, Heat transfer: A basic approach. *New York: McGraw-Hill book company, 780 p.*

REMERCIEMENTS

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