

Etude d'un générateur de coulis de glace basé sur le phénomène de surfusion.

Jean-Pierre BÉDÉCARRATS*, Thomas DAVID, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES.

Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés, Equipe Energétique
Avenue de l'Université, BP 1155, 64013 Pau Cedex, France.

*(auteur correspondant : jean-pierre.bedecarrats@univ-pau.fr)

Résumé – L'objectif de ce travail est d'étudier un procédé de production de coulis de glace, basé sur le phénomène physique de la surfusion (liquide à une température inférieure à celle d'équilibre liquide-solide). Le principe est de générer un flux continu d'eau surfondue dans l'évaporateur d'une machine frigorifique puis de provoquer la cristallisation de cette eau après la sortie de l'échangeur au sein d'une cuve de stockage. La présentation de ce générateur de coulis est accompagnée des résultats expérimentaux permettant de déterminer les paramètres de fonctionnement du procédé. Une modélisation de l'évaporateur a été réalisée afin d'appréhender les phénomènes physiques et les risques de cristallisation au sein de l'évaporateur.

Nomenclature

A	surface d'échange, m^2	ΔT	degré de surfusion, K
c_p	capacité calorifique massique, $J kg^{-1}K^{-1}$	<i>Indices</i>	
E	facteur d'intensification	e	eau/entrée
h	enthalpie massique, $J kg^{-1}$	ex	extérieur
l_F	chaleur latente massique de fusion, $J kg^{-1}$	$évap$	évaporation
\dot{m}	débit massique, $kg s^{-1}$	f	fluide frigorigène
Re	nombre de Reynolds	i	intérieur
T	température, K	l	liquide
t	temps, s	p	paroi
U	énergie interne, J	s	sortie
<i>Symboles grecs</i>			
α	coefficient d'échange, $W m^{-2} K^{-1}$		

1. Introduction

Les règlementations successives en matière de fluide frigorigène (couche d'ozone et effet de serre) ont conduit les fabricants de matériel frigorifique à faire évoluer leurs équipements vers de nouveaux fluides tout en réduisant la charge utilisée afin d'éviter les conséquences liées aux éventuelles fuites.

La production de froid se trouve alors centralisée (salle des machines ou extérieur des bâtiments) et la distribution du froid assurée via un fluide secondaire appelé frigoporteur.

C'est dans ce contexte que le développement de frigoporteurs diphasiques prend son sens dans le but de proposer aux acheteurs et utilisateurs de froid des solutions plus performantes que les systèmes à frigoporteurs monophasiques couramment utilisés. Ces fluides permettent de transporter en grande quantité de l'énergie frigorifique sous forme latente.

Les coulis de glace sont des fluides frigoporteurs diphasiques constitués de particules de glace dispersées dans de l'eau ou des solutions aqueuses [1]. Leur utilisation possède de nombreux avantages (rendement élevé grâce à la chaleur latente de fusion, incidence écologique nulle, recours à des équipements standards...). Cependant des problèmes subsistent dont le plus important est une production fiable et efficace du coulis associée à un prix compétitif et une faible maintenance. Actuellement, en milieu industriel, les systèmes de

production de coulis les plus utilisés sont réalisés avec des échangeurs à surface raclée ou brossée [2]. Leur puissance est limitée, on ne peut pas les utiliser avec de l'eau pure et leur coût de maintenance est élevé à cause de la présence de pièces mécaniques en mouvement.

L'objectif de ce travail est d'étudier un procédé de production de coulis de glace, basé sur le phénomène physique de la surfusion (liquide à une température inférieure à celle d'équilibre liquide-solide). Ce générateur évite l'utilisation de pièces mécaniques en mouvement et nécessite des composants classiques.

Le principe de ce procédé est de générer un flux continu d'eau surfondue dans l'évaporateur de la machine frigorifique puis de provoquer la cristallisation de cette eau après la sortie de l'échangeur au sein d'une cuve de stockage [3, 4].

Après avoir présenté le prototype conçu au laboratoire et les résultats expérimentaux permettant de déterminer les paramètres de fonctionnement du procédé, une modélisation de l'évaporateur, réalisée afin d'appréhender les phénomènes physiques et les risques de cristallisation au sein de l'évaporateur, est exposée.

2. Dispositif expérimental

Le banc test représenté sur le schéma 1 est composé d'une boucle primaire correspondant à une machine frigorifique à compression (en gris) et une boucle secondaire dans laquelle circule l'eau ou la solution à refroidir (en noir). Cette conception permet d'avoir une bonne régulation de la source froide (fluide frigorigène) du fait d'une température d'évaporation constante. Le fluide frigorigène est le R134a.

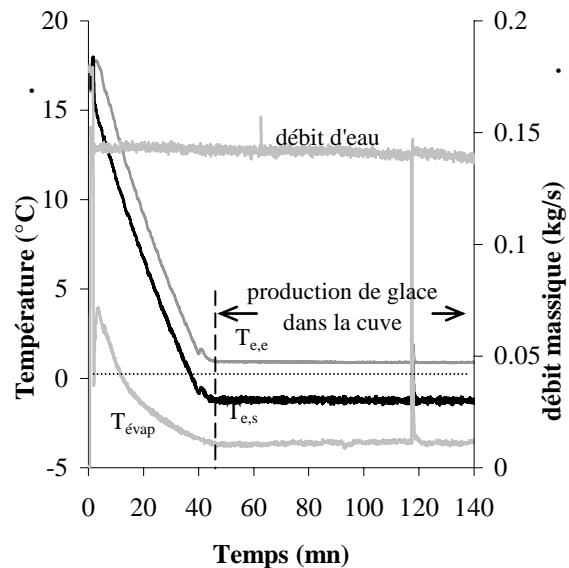
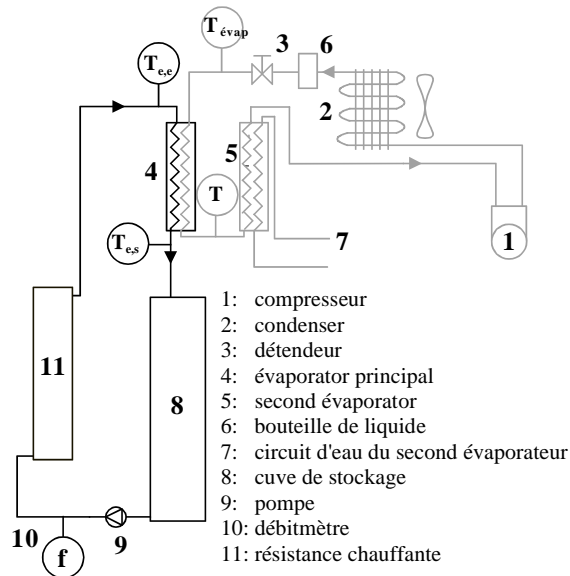


Figure 1 : Schéma de l'installation expérimentale. Figure 2 : Evolution des températures et du débit d'eau lors d'un fonctionnement type.

L'eau est directement refroidie dans le premier évaporateur. Le deuxième évaporateur est destiné à assurer un rôle de sécurité et de stabilité du procédé.

Dans la boucle secondaire, l'eau est aspirée en bas de la cuve par une pompe centrifuge à vitesse variable. La température de cette eau est contrôlée grâce à une résistance électrique associée à un régulateur. Elle passe dans l'évaporateur où elle est refroidie en dessous de sa température de fusion. Cette solution surfondue qui sort de l'évaporateur, est rejetée dans la cuve où une partie cristallise. La glace étant moins dense que l'eau, flotte, ce qui permet en bas de la cuve de n'aspirer que de l'eau liquide. La quantité de glace contenue dans la cuve augmente au cours du temps lors des essais.

La cristallisation à la sortie de l'échangeur peut être provoquée principalement par trois méthodes : l'émission d'ultrasons par un générateur, le choc de solution surfondue dans une solution surfondue ou l'ensemencement par un cristal de glace.

L'épingle chauffante permet de fixer une température légèrement positive avant l'entrée de l'échangeur entraînant la fusion d'éventuels cristaux de glace. Elle permet aussi de régler, au niveau de l'échangeur, la température de l'eau à l'entrée et ainsi de contrôler celle de sortie.

Différents capteurs sont placés sur le pilote permettant de mesurer le débit volumique de l'eau dans la boucle surfondue avec une précision de 1%, les températures à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur principal et d'autres températures sur la boucle (dans le bas de la cuve stockage, sur la boucle frigorifique,...). Les températures sont contrôlées avec une précision de 0,1 °C. Toutes ces mesures sont rassemblées sur un système d'acquisition de données puis enregistrées et visualisées par un ordinateur.

Les échangeurs utilisés comme évaporateurs sont des échangeurs en cuivre constitués de deux tubes coaxiaux d'épaisseur 2,5 mm enroulés en spirales. Le diamètre interne du tube interne est 11 mm et le tube externe a un diamètre interne de 17,5 mm. La longueur est 5 m.

Le fluide frigorigène circule dans le tube central et l'eau dans l'espace annulaire.

3. Résultats expérimentaux

Nous ne reprenons que les principaux résultats. L'ensemble de l'étude expérimentale se trouve dans les références [5, 6, 7].

La figure 2 représente un essai type se composant d'une phase de refroidissement pour amener l'eau à l'état surfondue suivie d'une phase où la température de sortie reste constante et où la glace est produite dans la cuve.

En effet, quand la température de l'eau à la sortie de l'échangeur, $T_{e,s}$ devient inférieure à la température de fusion (état surfondu), la cristallisation au sein de la cuve de stockage est provoquée en utilisant la méthode de l'ensemencement qui est la plus efficace. Du fait de la présence de glace, l'ensemble de la cuve est à une température constante et égale à la température de fusion de la glace. L'eau aspirée en bas de la cuve, égale alors à 0°C, est ensuite chauffée par la résistance électrique pour maintenir la température de sortie à la valeur choisie et fixer le degré de surfusion.

Le degré de surfusion atteint ΔT (différence entre la température de fusion et celle de cristallisation) dépend donc de différents paramètres : le débit d'eau, la température d'évaporation du fluide frigorigène et la puissance fournie par l'épingle électrique.

Un liquide surfondu est dans un état métastable et la rupture de surfusion peut avoir lieu de façon aléatoire. Plus le degré de surfusion est important, plus la probabilité de cristallisation est importante [7]. La rupture de surfusion peut donc se produire dans l'évaporateur comme on le voit sur la figure 2 au bout d'environ 120 minutes. Une procédure de dégivrage a donc été élaborée. En considérant cette rupture adiabatique, on peut calculer la quantité de glace ou le débit de glace formée :

$$m_{glace} = \frac{\dot{m}_e c_{p,l} \Delta T}{l_F} \quad (1)$$

L'enregistrement des températures et du débit d'eau au cours du temps permet avec l'équation 1 de calculer la quantité de glace produite (figures 3 et 4).

On note des changements de pente correspondant au fait que lors d'une cristallisation dans l'échangeur, la procédure de dégivrage entraîne la fusion d'une partie de la glace stockée.

On voit sur la figure 3 que les essais peuvent être classés ainsi :

- Les essais avec pas ou peu de rupture de surfusion dans l'évaporateur. $\Delta T = 0,7 ; 0,8 ; 0,9 ; 1,1 ; 1,7 ; 1,8$ °C.

- Les essais instables avec un nombre important de ruptures de surfusion dans l'évaporateur. $\Delta T = 1,4$; $1,9$ et $2,0$ °C.

Ces résultats montrent une augmentation de la fréquence des cristallisations à l'intérieur de l'échangeur quand le degré de surfusion augmente.

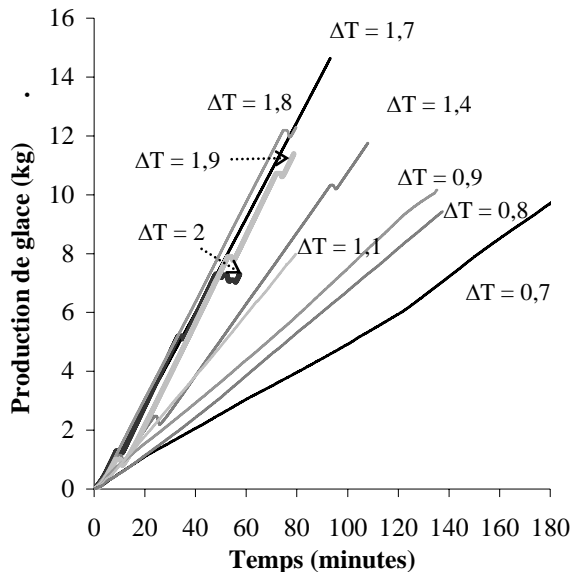


Figure 3 : Evolution de la quantité de glace stockée en fonction du temps. $\dot{m} = 0,12 \text{ kg s}^{-1}$ ($Re = 2990$), $T_{\text{évap}} = -3,0$ °C.

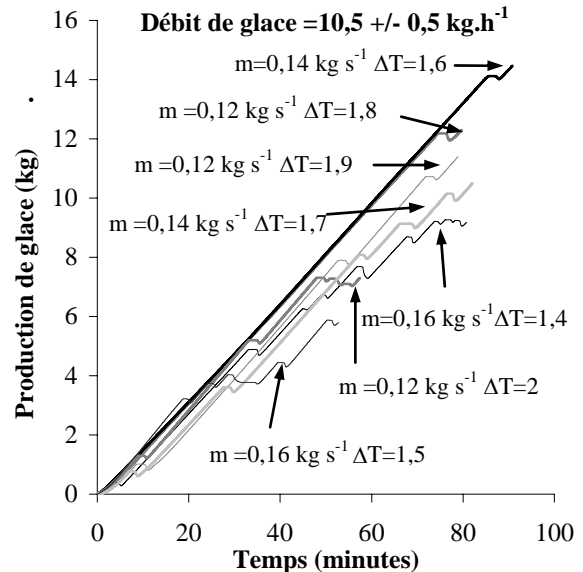


Figure 4 : Evolution temporelle de la quantité de glace stockée pour différents débits d'eau et degrés de surfusion. $T_{\text{évap}} = -3,5$ °C.

L'influence du débit et l'influence de la température d'évaporation ont été étudiées [5, 6] montrant qu'une augmentation du débit et un abaissement de la température d'évaporation entraînent plus de ruptures de surfusion au sein de l'échangeur.

Les résultats [6, 7] prouvent la difficulté de maîtriser une installation où la surfusion est présente. Le caractère aléatoire de la rupture de surfusion gêne la reproductibilité des résultats. Ceux correspondant à une production de glace pratiquement équivalente sont regroupés sur la figure 4. On peut tirer les conclusions suivantes [6, 7] :

- Il est impossible d'avoir un degré de surfusion supérieur à 2 °C sans qu'il y ait de cristallisation dans l'échangeur.
- Un degré de surfusion de $1,6$ °C garantit un fonctionnement correct pour des débits jusqu'à $0,14 \text{ kg s}^{-1}$ ($Re = 3400$) avec une température d'évaporation de $-3,5$ °C.
- La machine fonctionne avec de l'eau pure mais aussi des solutions.
- Il faut contrôler la température d'évaporation avec précision, une légère chute de cette température pouvant entraîner la cristallisation dans l'échangeur.

4. Modélisation

Les résultats expérimentaux ont montré que le principal inconvénient du générateur de glace par eau surfondue est l'éventuelle rupture de surfusion au sein de l'évaporateur.

Afin de nous aider dans la compréhension des phénomènes entraînant cette rupture de surfusion, une modélisation numérique de l'échangeur de chaleur produisant l'eau surfondue a été réalisée.

Les principales hypothèses simplificatrices de la modélisation sont les suivantes :

- Etude monodimensionnelle (1D) dans le sens de la longueur de l'échangeur.
- La conduction dans les parois de cuivre de l'échangeur est négligée.
- L'évaporation du fluide frigorigène se fait à pression constante.
- Le fluide frigorigène est considéré dans sa phase gazeuse comme un gaz parfait.

- Il n'y a pas de variation de masse de fluide au sein de l'échangeur.
- L'échangeur est parfaitement isolé et donc considéré adiabatique.

Le premier principe de la thermodynamique (loi de conservation de l'énergie) en régime transitoire est écrit pour chaque élément de l'échangeur.

Le système d'équations à résoudre est le suivant :

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

$$\frac{\partial U_e}{\partial t} = \alpha_{e,i} A_{e,i} (T_{p,i} - T_e) + \alpha_{e,ex} A_{e,ex} (T_{p,ex} - T_e) + \dot{m}_e (h_{e,e} - h_{e,s}) \quad (2)$$

- Pour le fluide frigorigène circulant dans le tube interne :

$$\frac{\partial U_f}{\partial t} = \alpha_f A_f (T_{p,i} - T_f) + \dot{m}_f (h_{f,e} - h_{f,s}) \quad (3)$$

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

$$\frac{\partial U_{p,i}}{\partial t} = \alpha_f A_f (T_f - T_{p,i}) + \alpha_{e,i} A_{e,i} (T_e - T_{p,i}) \quad (4)$$

- Pour le tube externe en cuivre :

$$\frac{\partial U_{p,ex}}{\partial t} = \alpha_{e,ex} A_{e,ex} (T_e - T_{p,ex}) \quad (5)$$

L'échangeur est découpé suivant la longueur en plusieurs volumes de contrôle. On utilise une discrétisation de type schéma amont explicite.

Pour comparer les résultats de la simulation à ceux de l'expérience, il faut imposer des conditions initiales et aux limites correspondant aux conditions expérimentales.

Le coefficient d'échange convectif α_e est donné par la corrélation de Petukhov et Roizen.

Le coefficient de transfert en ébullition convective α_f est calculé par un modèle d'intensification [8] considérant une augmentation du coefficient de transfert en convection forcée en phase liquide α_l . L'expression générale de ce type de relation est :

$$\alpha_f = E \times \alpha_l \quad (6)$$

Le facteur d'intensification E représente le maximum entre le facteur d'intensification dans le régime d'ébullition nucléée et celui de l'ébullition convective.

De plus, la géométrie en forme de spirale permet d'augmenter le coefficient d'échange thermique jusqu'à 30% [9] par rapport à un écoulement dans une conduite horizontale rectiligne. La corrélation 6 est donc multipliée par 1,3.

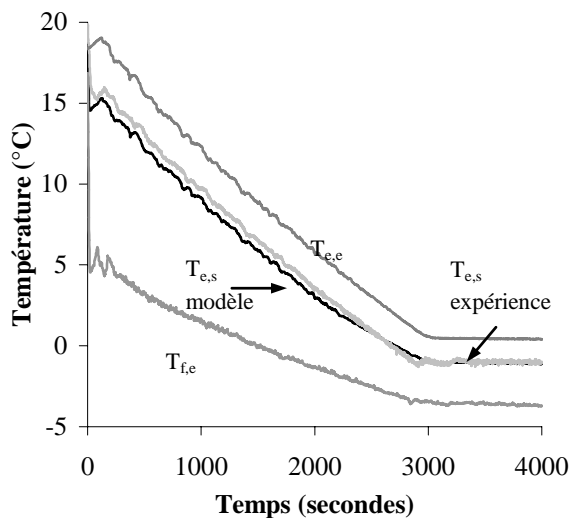


Figure 5 : Validation du modèle pour un débit de $0,14 \text{ kg s}^{-1}$

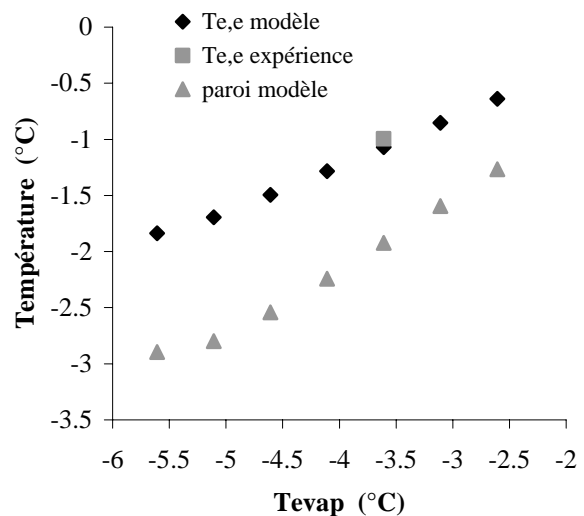


Figure 6 : Influence de la température d'évaporation pour un débit d'eau de $0,14 \text{ kg s}^{-1}$ et une température d'entrée de $0,5^\circ\text{C}$.

La comparaison entre le résultat du modèle et celui de l'expérience (figure 5) permet de valider la modélisation. Elle peut ensuite être utilisée pour voir l'influence des divers paramètres sur le refroidissement de l'eau. La figure 6 montre par exemple l'influence de la température d'évaporation. On constate que l'écart entre la température de l'eau et la température de paroi augmente lorsque la température d'évaporation diminue. Il faut cependant noter que dans la pratique, pour ces conditions expérimentales, descendre jusqu'à une température d'évaporation inférieure à $-4,5^{\circ}\text{C}$ provoque systématiquement une cristallisation dans l'échangeur, la température de paroi étant inférieure à $-2,5^{\circ}\text{C}$.

5. Conclusion

L'étude expérimentale du générateur de coulis de glace à partir d'eau surfondue a permis de déterminer les paramètres de fonctionnement. Un degré de surfusion de $1,6^{\circ}\text{C}$ garantit un fonctionnement correct pour des débits jusqu'à $0,14\text{ kg s}^{-1}$ ($Re = 3400$) avec une température d'évaporation de $-3,5^{\circ}\text{C}$.

La modélisation de l'échangeur nous permet de retrouver l'influence des paramètres sur le refroidissement de l'eau et peut constituer une aide au dimensionnement d'un générateur.

L'extension directe de ces résultats reste cependant délicate à une échelle industrielle, c'est-à-dire sur une installation réelle. Elle devra faire l'objet d'études spécifiques prenant en compte la géométrie du système, celle-ci pouvant créer localement une rupture de surfusion non souhaitée. Néanmoins, ce travail montre tout l'attrait d'une production de coulis de glace au moyen de la surfusion et la pertinence du modèle développé pour l'occasion.

Références

- [1] M. Kauffeld, M. Kawaji, P. Egolf, *Handbooks on Ice Slurries – Fundamentals and Engineering - IIF/IIR* (2005).
- [2] P. Egolf, M. Kauffeld, From physical properties of ice slurries to industrial, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28 (2005), 4-12.
- [3] G. Faucher, M. Binet, M.A. Paradis, La surfusion de l'eau des tubes d'évaporateur de dimensions commerciales avec ailettes intérieures. *Proc. 19th Int. Congress of Refrigeration*, The Hague, 1995), Vol. IVa, 171-177
- [4] Y. Kozawa, N. Aizawa, M. Tanino, M., Study on ice storing characteristics in dynamic-type ice storage system by using supercooled water.: Effects of the supplying conditions of ice-slurry at deployment to district heating and cooling system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28 (2005), Issue 1, 73-82.
- [5] J. Castaing-Lasvignottes, T. David, J-P. Bédécarrats, F. Strub, F., Dynamic modelling and experimental study of an ice generator heat exchanger using supercooled water, *Energy Conversion & Management*, Vol. 47 (2006), 3644-3651.
- [6] J-P. Bédécarrats, F. Strub, T. David, J. Castaing-Lasvignottes, Experimental studies of supercooled ice slurry production, *Proc. International Congress of Refrigeration*, (Beijing, 2007).
- [7] T. David, Production de fluides frigoporteurs diphasiques basée sur le phénomène de surfusion. Intérêts énergétiques. Thèse de Doctorat de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour (3 décembre 2007)
- [8] S.G. Kandlikar, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *ASHRAE Trans*, 112 (1990), 219-228.
- [9] S. Wongwises, M. Polsongkram, Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 49 (2006), 658-670.

Remerciements

Ces études ont reçu le support financier de l'ANVAR (Agence Nationale de la Valorisation de la Recherche).