

Etude expérimentale de l'évaporation dans un échangeur tubulaire pour pompe à chaleur géothermique

Khadimou Rassol DIONE¹, Hasna LOUAHLIA-GUALOUS^{1,*}, Jean Louis BERÇAITS², Maxime ROBLIN².

¹ LUSAC, Université de Caen Normandie,
120 Rue de l'Exode, 50000 Saint Lô, France

² Entreprise Lemasson,
239 Rue Barthélémy Thimonier, 50180 Agneaux, France.

*(auteur correspondant : hasna.louahlia@unicaen.fr)

Ce travail porte sur une étude expérimentale de l'évaporation du R134a et R407C à l'intérieur de tubes lisses de diamètre externe 7.94mm. Cet article présente une étude détaillée du dispositif expérimental ainsi que l'instrumentation de la section d'essais (évaporateur). L'évolution du coefficient d'échange thermique local et la perte de charge sont mesurées et analysées. Cet article traite aussi les évolutions locales du flux de chaleur et des températures de paroi du tube lors de l'évaporation ainsi que l'impact du phénomène d'assèchement intermittent.

Nomenclature

h	Coefficient d'échange local, W/m ² -K	Δh	enthalpie de vaporisation
U	Coefficient d'échange global, W/m ² -s	<i>Indices et exposants</i>	
P	Puissance, W	$evap$	Evaporation
d	Diamètre, m	TS	Tube de tests
k	conductivité thermique du cuivre, W/m-K	LV	<i>liquide –vapeur</i>
T	Température, °C	ref	réfrigérant
L	Longueur du tube, m	moy	Moyenne
\dot{m}	Débit massique, kg/s	eau	Eau
A	Aire, m ²	p	Paroi
T	température, K	e	Entrée
$LMTD$	Différence de température logarithmique	s	Sortie
Cp	Chaleur spécifique, J/kg-K	o	Extérieur
		i	Intérieur

1. Introduction

L'amélioration de l'efficacité énergétique des machines thermiques est un point clé qui permet d'assurer une forte progression dans la résolution des problèmes liés à la consommation énergétique et à la protection de l'environnement. C'est dans cette optique, que l'étude de l'évaporation est devenue très essentielle dans les domaines industriel et résidentiel. La conception d'échangeurs de chaleur compacts et efficaces pour les pompes à chaleur tout en respectant l'environnement, nécessite une connaissance des phénomènes de transfert thermique locaux. Cette présente étude concerne la caractérisation des performances thermiques de l'évaporation à l'intérieur d'un tube lisse appliqué dans des échangeurs coaxiaux soumis à diverses conditions expérimentales. Malgré la complexité des phénomènes de transfert de masse et de chaleur pour les écoulements diphasiques, leur analyse physique permet de mieux dimensionner les composants et contribuer à un futur plus propre.

Plusieurs études ont été menées sur l'évaporation de divers fluides frigorigènes purs ou des mélanges. L'évaporation dépend des paramètres physiques tels que le débit massique du fluide caloporteur, les propriétés du réfrigérant, la géométrie du tube, etc. Le coefficient d'échange thermique et la perte de charge évoluent avec le titre vapeur [1]. Des études sur les réfrigérants R134a et R407c [2,3] ont montré qu'il existe une forte corrélation entre le transfert de chaleur et la perte de charge, en particulier pour des importants titres de vapeur. Lorsque le taux d'évaporation augmente, le coefficient d'échange de chaleur et la perte de charge augmentent également pour atteindre leurs maximums à des titres de vapeur dépendant du débit de réfrigérant, avant de décroître : c'est le phénomène d'assèchement [3,4].

Dans cet article, nous mettons en évidence la dépendance du coefficient d'échange thermique et la perte de charge en évaporation. Une comparaison entre l'évaporation du R134a et le R407c est présentée : le flux échangé ainsi que les températures de surface sont comparés pour les mêmes conditions expérimentales.

2. Description du banc d'essais expérimental

La figure 1 présente le banc d'essais expérimental mis en place pour étudier l'évaporation de réfrigérants à l'intérieur de tubes horizontaux lisse ou améliorés. Il est composé principalement, de l'évaporateur expérimental composé du tube à tester, d'un condenseur qui permet de condenser la vapeur quittant la section d'essais, une pompe qui assure la circulation du réfrigérant dans le circuit et d'un préchauffeur qui, combiné à un refroidisseur, nous permet d'ajuster les caractéristiques thermodynamiques du fluide en entrée de notre tube de tests. Le débit de réfrigérant est mesuré à l'aide d'un débitmètre magnétique. Des sondes de pression sont placées à l'entrée et à la sortie du préchauffeur et de la section d'essais. Un capteur de pression différentielle permet de mesurer la perte de charge dans la section d'essais. Des voyants sont installés pour vérifier l'état du fluide en entrée du préchauffeur, de la section de tests, du condenseur et de la pompe.

L'évaporateur est un échangeur de chaleur coaxial réfrigérant/eau de type classique : le réfrigérant circule dans le tube intérieur et l'eau dans l'espace annulaire. Le tube interne est en cuivre de diamètre 7,94 mm et de longueur 1m. L'eau chaude est fournie en entrée de la section d'essais à température et débit contrôlés. Les circuits réfrigérant et eau sont entièrement calorifugés. Des thermocouples sont installés à l'entrée et à la sortie de la section. Les températures de paroi sont également mesurées à l'aide de six thermocouples de type K : le premier est à 50 mm de l'entrée, de même le dernier thermocouple est installé à 50mm de la sortie du tube. Quatre thermocouples de type K sont situés entre ces deux thermocouples et à une distance de 180 mm entre eux. Deux thermocouples sont utilisés pour la mesure de l'eau à l'entrée et à la sortie, comme illustré sur la figure 2.

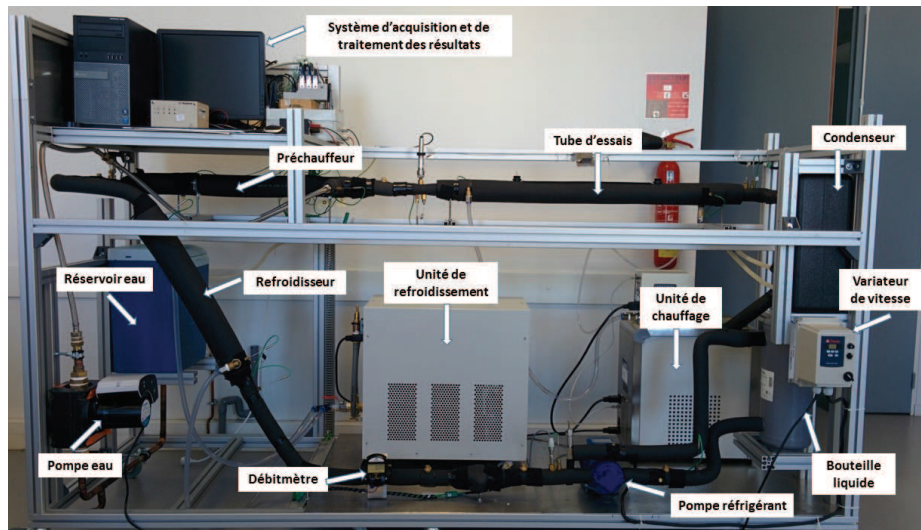


Figure 1 : Banc d'essais expérimental.

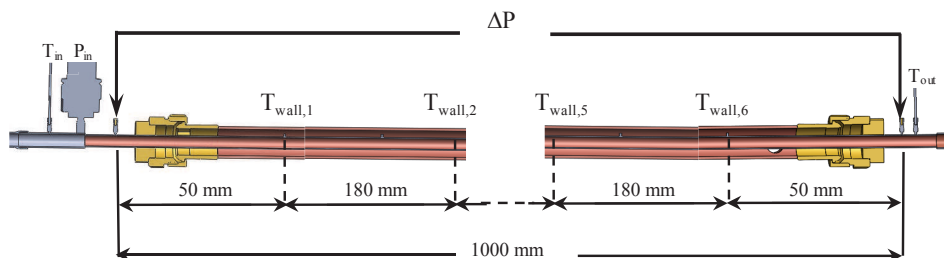


Figure 2 : Instrumentation de la section de tests

Les tests sont effectués en suivant une procédure expérimentale définie pour chaque titre donné. Le démarrage des essais débute avec un titre $x=0$ (100% liquide). Les caractéristiques du fluide en sortie du tube d'essais sont mesurées (titre, température et pression) en régime permanent. Les mesures sont ensuite refaites en faisant correspondre les conditions d'entrée aux valeurs de sortie obtenues précédemment. Les réglages se font avec le préchauffeur, le refroidisseur et ainsi que les unités de chaleur. Les expériences sont répétées jusqu'à balayage complet de l'intervalle du titre de 0 à 1. Cette procédure ne permet pas de déterminer les longueurs hydrauliques et thermiques de développement de l'écoulement en évaporation car les coefficients locaux sont moyennés sur des sous sections du tubes. Une modélisation fine est en cours de développement pour caractériser physiquement l'écoulement.

3. Détermination du coefficient d'échange thermique

La puissance échangée dans l'évaporateur est définie comme suit :

$$Q_{TS} = \dot{m}_{eau} c_{p_{eau}} (T_{eau,s} - T_{eau,e}) \quad (1)$$

Où \dot{m}_{eau} représente le débit massique d'eau traversant le tube d'essais.

Le titre en sortie de la section d'essais x_s est définie par :

$$x_s = x_e + \frac{Q_{TS}}{\dot{m}_{ref} \Delta h_{LV}} \quad (2)$$

On définit ainsi le titre moyen par :

$$x_{moy} = \frac{x_e + x_s}{2} \quad (3)$$

Le coefficient de transfert côté eau est calculé par

$$h_{eau} = \frac{Q_{TS}}{\pi d_o L (T_{eau,moy} - T_{parois,moy})} \quad (4)$$

Le coefficient d'échange thermique interne h_{evap} est donnée par [4]:

$$h_{evap} = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_i}\right) - \left(\frac{1}{2k}\right) d_i \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \left(\frac{d_i}{d_o}\right) \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (5)$$

$$Q_{TS} = h_g \pi d_i L \Delta T_{ML} \quad (6)$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = T_{eau,s} - T_{ref,e} \text{ et } \Delta T_2 = T_{eau,e} - T_{ref,s} \quad (8)$$

Tous les appareils de mesure sont étalonnés dans les intervalles d'essais : les thermocouples ($\pm 0.2^\circ\text{C}$), débitmètres ($\pm 1\%$, kg/s), capteurs de pression absolues ($< 0.2\%$, Pa) et différentielles ($\pm 0.25\%$, Pa). Les résultats des tests présentés ici ont été réalisés à plusieurs reprises.

4. Résultats et analyses

4.1. Comparaison avec la littérature

Dans cette section, nous comparons le coefficient de transfert thermique expérimental et les valeurs de la prédiction de Laohalertdecha et al. [4]. Les résultats sont obtenus pour le R134a et pour différents débits.

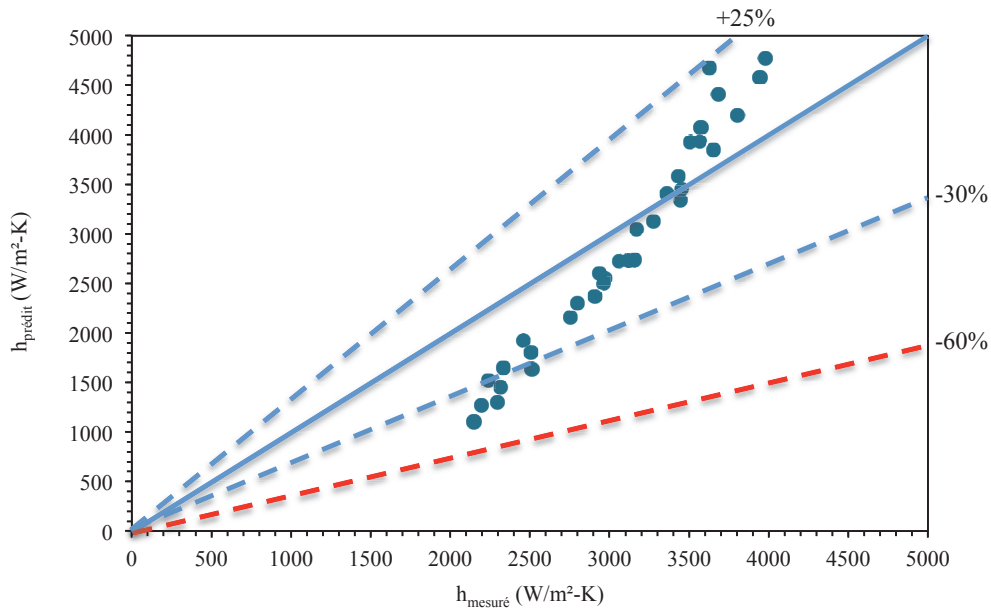


Figure 3 : Comparaison coefficient de transfert thermique expérimental avec la prédiction de Laohalertdecha et al [4]

Comme le montre la figure 3, la corrélation de Laohalertdecha et al. [4] décrit moyennement le coefficient de transfert thermique local mesuré. Les prédictions s'améliorent avec l'augmentation de la qualité de la vapeur, avec des écarts entre -25 et + 25% entre 0,40 et 0,85 du titre. La corrélation s'adapte aussi mieux avec un grand nombre de Reynolds et un débit de réfrigérant important. D'où la nécessité de développer une corrélation adaptée à nos résultats.

4.2 Coefficient de transfert thermique et perte de charge en évaporation

Dans cette section, l'évaporation du R134a est étudiée en régime permanent. Le coefficient d'échange thermique local, la densité de flux thermique et la perte charge sont présentées pour différents titres moyens. Le débit massique de réfrigérant est de 193 kg/m²-s, pour une pression de saturation de 4,5 bar. La température de l'eau en entrée de l'évaporateur est fixée à 22 °C et son débit massique à 0,05 kg/s. La figure 4 représente les évolutions du coefficient d'échange thermique local et la densité de flux thermique en fonction du titre moyen. Une augmentation et une diminution du coefficient d'échange thermique sont perceptibles à environ 80% du titre ; une valeur qui dépend du régime d'écoulement. Ces résultats ont été rapportés par des auteurs comme Kundu et al. [3] et Padovan et al. [5]. Selon le procédé de transport d'énergie, le coefficient d'échange thermique en évaporation est principalement dominé par la résistance thermique du film liquide qui diminue avec l'augmentation du titre de la vapeur.

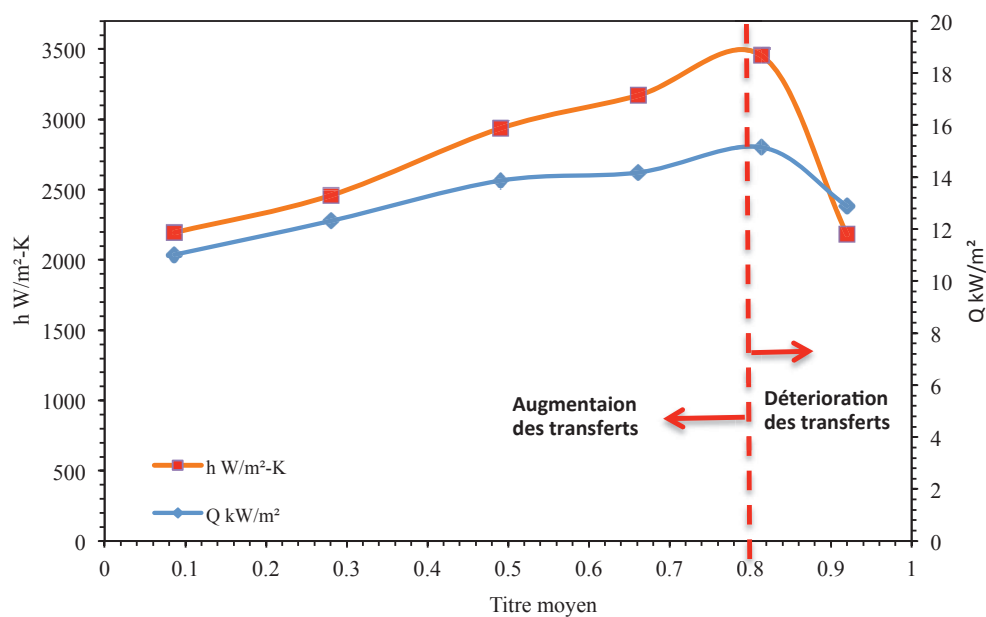


Figure 4 : Coefficient d'échange thermique et la densité de flux de chaleur locaux pour l'évaporation du R134a.

La figure 4 montre le coefficient d'échange thermique qui augmente continuellement avec le titre jusqu'à un assèchement partiel au niveau de certaines zones de la paroi. Ainsi, une baisse du coefficient d'échange thermique est observée en raison de la faible conductivité thermique de la vapeur thermique induisant une résistance thermique élevée dans ces zones sèches. Le transfert de chaleur est par conséquent affaibli, ce qui se traduit par la diminution de la densité de flux de chaleur. Dans le cas d'une évaporation complète dans l'échangeur de

chaleur, le coefficient de transfert de chaleur local est plus faible près de la sortie de canal où la qualité de vapeur est élevée. Ceci démontre la nécessité d'une bonne conception de l'échangeur de chaleur avec une longueur utile bien définie.

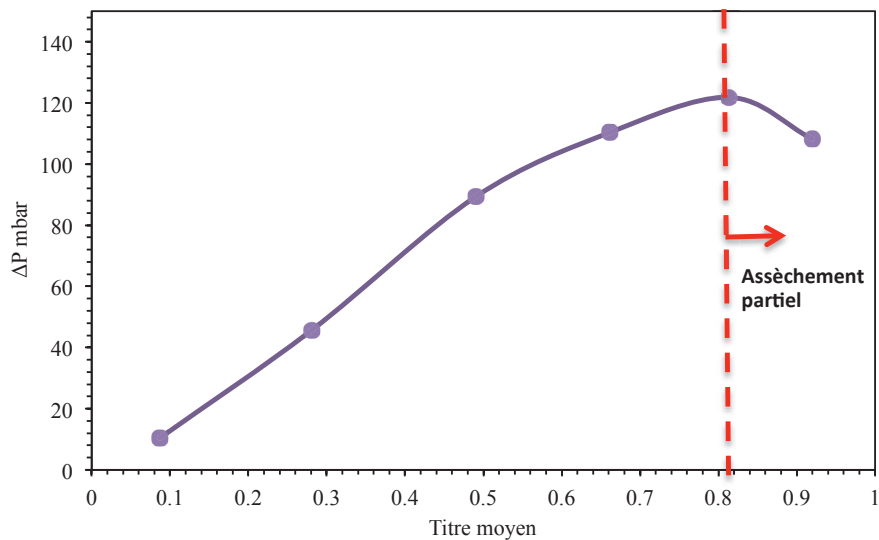


Figure 5 : Perte de charge locale pour l'évaporation du R134a.

La figure 5 montre l'évolution de la perte de charge locale mesurée pour les mêmes conditions expérimentales. La perte de charge augmente avec le titre en raison de l'accélération de l'écoulement de la vapeur induisant une augmentation des contraintes de cisaillement interfaciales et par conséquent des forces de frottement. Pour une qualité de vapeur importante (> 80%), le film liquide en contact avec la surface du tube se dessèche et le régime d'écoulement tend vers l'écoulement de brouillard contenant des microgouttelettes qui vont être évaporées pour former un écoulement à une seule phase. La chute de pression mesurée dans cette zone, décroît comme le coefficient de transfert de chaleur.

4.3. Comparaison entre l'évaporation du R134a et du R407C

On s'est intéressé à l'étude des performances thermiques lors de l'évaporation du R134a et du R407C. Les tests sont effectués dans le même tube de diamètre extérieur 7,94 mm. L'eau est fournie à l'évaporateur à 22°C et 0,05 kg/s. Le débit du réfrigérant est de 193 kg/m²-s pour les deux fluides. La pression de saturation est fixée respectivement à 4,5 et 7,8 bar pour le R134a et le R407c. Ces deux pressions ont été choisies pour les températures de saturation qui sont équivalentes en moyenne.

La figure 6 montre l'évolution de la densité de flux thermique en fonction du titre pour les deux fluides testés. Les écoulements observés [6,7] ont été représentés et la limite xia entre l'écoulement intermittent et l'écoulement annulaire a été précisée pour les deux fluides. Pour le R134a, l'augmentation du titre s'accompagne de l'intensification des transferts alors que pour le R407C, nous constatons que la densité de flux de chaleur diminue. Le réfrigérant R407C étant un mélange de réfrigérants (R134a (52%), R125 (25%) et R32 (23%)) avec des volatilités différentes, lors de son évaporation, ses composants s'évaporent à des vitesses différentes. Ainsi à cause de sa composition, l'évaporation n'est pas la même qu'avec le R407c (le R134a étant le composant le moins volatile du R407c) : glissement température et apparition de l'assèchement partiel dans certaines zones de la paroi à cause de la modification

de la composition lors de l'évaporation. Les vitesses liquide et vapeur étant plus faibles pour le R407c, les transitions dans la stratification de l'écoulement sont plus lentes. Ces phénomènes contribuent à la dégradation des échanges thermiques [3].

On a observé ainsi une augmentation de la température d'évaporation mais aussi l'apparition de l'assèchement à un stade plus avancé qu'avec le R134a.

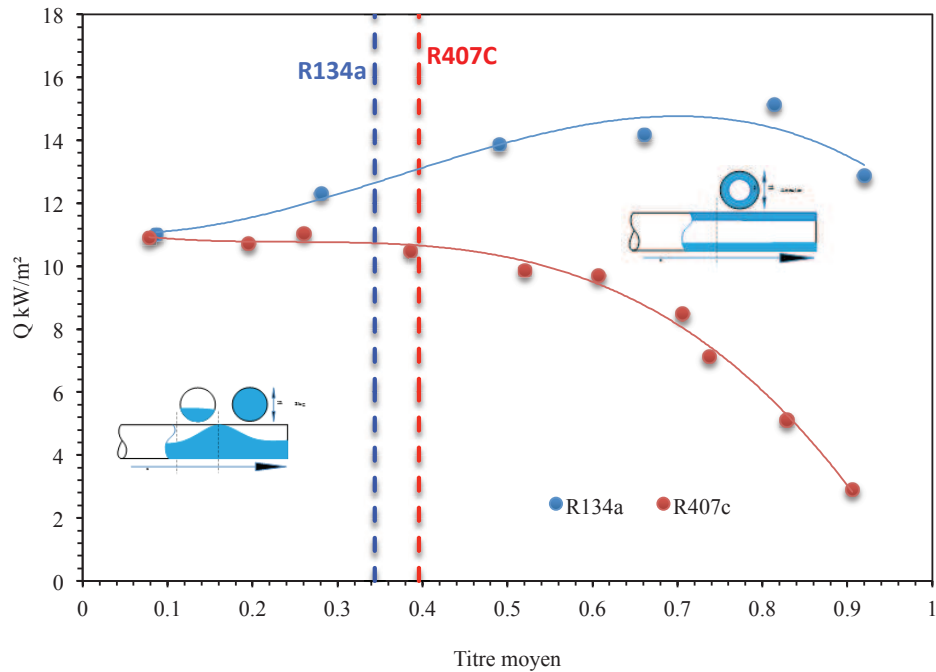


Figure 6 : Comparaison R134a et R407C : évolution de la densité du flux de chaleur.

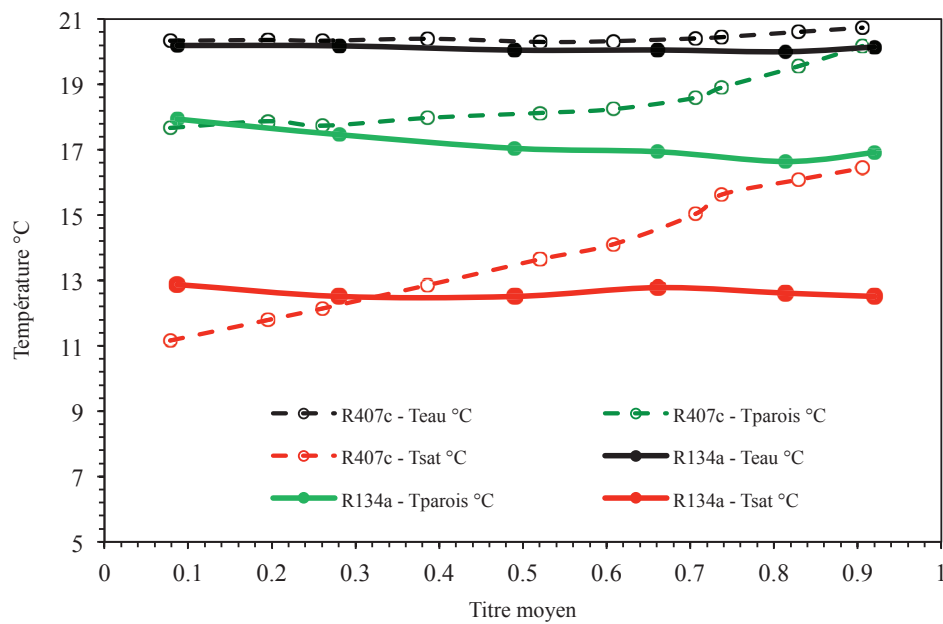


Figure 7 : Température d'eau de chauffage, de parois et de saturation – R134a ($P_{\text{sat}} = 4.5 \text{ bar}$) et R407C ($P_{\text{sat}} = 7.8 \text{ bar}$) – $G = 193 \text{ kg/m}^2\text{-s}$.

La figure 7 montre les températures d'eau de chauffage, la température moyenne de paroi et la température de saturation (en entrée de la section de tests). Pour le fluide pur (R134a), l'évaporation s'accompagne de la diminution de la température de paroi jusqu'à l'assèchement de cette dernière. Lorsque l'assèchement intervient, sur certaines zones, on note l'augmentation de la température de paroi synonyme du faible échange thermique. Contrairement au R407C, la température de paroi augmente avec celle de saturation.

5. Conclusion

Le dimensionnement d'un échangeur chaleur requiert la bonne connaissance des phénomènes qui se déroulent pendant le processus d'évaporation. Ce document présente le phénomène d'assèchement pour deux fluides : un fluide pur (R134a) et un mélange (R407c). Les températures de paroi et la température d'évaporation ont été présentées. Nous constatons que le flux de chaleur diminue en début d'évaporation pour le R407c alors que pour le R134a, il a la même évolution que la perte de charge et le coefficient de transfert thermique local. Ces données sont essentielles pour la connaissance de la longueur utile d'évaporation en fonction du réfrigérant.

Une large étude est ainsi menée pour le dimensionnement des évaporateurs dans plusieurs aspects : compacité, économique et écologique.

Références

- [1]. J.M.S. Jabardo, E.P.B. Filho. Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube - an experimental study. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 23:93–104, 2000
- [2]. T.A. Shedd, T.A. Newell, Visualization of two-phase flow through microgrooved tubes for understanding enhanced heat transfer, *International Journal of Heat Mass Transfer* 46 (2003) 4164–4177.
- [3]. A. Kundu, R. Kumar, A. Gupta Evaporative heat transfer of R134a and R407C inside a smooth tube with different inclinations, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 76 (2014) 523–533
- [4]. S. Laohalertdecha, A.S. Dalkilic, S. Wongwises: Correlations for evaporation heat transfer coefficient and two-phase friction factor for R-134a flowing through horizontal corrugated tubes, *International Communications of Heat and Mass Transfer* 38 (2011) 1406-1413
- [5]. A. Padovan, D. Del Col, L. Rossetto, Experimental study on flow boiling of R134a and R410A in a horizontal microfin tube at high saturation temperatures, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3814 – 3826
- [6]. N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes. Part I – development of a diabatic two-phase flow pattern map, *J. Heat Transfer* 120 (1) (1998) 140–147
- [7]. L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – a new diabatic two phase flow pattern map, *International Journal of Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2955–2969.

Remerciements

Ce travail se déroule dans le cadre d'un contrat de recherche avec l'entreprise Lemasson à Agneaux. Les auteurs remercient la région Basse Normandie pour le support financier accordé à ce projet.