

Ebullition convective du R-245fa à haute température de saturation

Romain CHARNAY*, Rémi REVELLIN, Jocelyn BONJOUR

Université de Lyon, CNRS

INSA-Lyon, CETHIL, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

Université Lyon 1, F-69622, Villeurbanne, France

*(auteur correspondant : romain.charnay@insa-lyon.fr)

Résumé - Cette communication présente une étude des régimes d'écoulement et des transferts thermiques lors de l'ébullition convective du R-245fa à haute température de saturation (de 60 à 120°C) dans un minicanal de 3.00 mm de diamètre intérieur. La vitesse massique est comprise entre 100 et 1500 kg/m²·s, le flux de chaleur entre 10 et 90 kW/m² et le titre en vapeur entre 0 et 1. Les coefficients de transfert de chaleur lors de l'ébullition convective d'un fluide synthétique semblent n'avoir jamais été rapportés dans la littérature pour des températures aussi élevées. Quatre principaux régimes d'écoulement apparaissent dans ces conditions : l'écoulement intermittent, l'écoulement annulaire, l'écoulement en assèchement partiel et l'écoulement à brouillard. L'influence de la vitesse massique, de la densité de flux de chaleur et de la température de saturation ont été étudiées afin d'identifier les mécanismes des transferts thermiques.

Nomenclature

f	fréquence, Hz	in	interne
G	vitesse massique, kg/m ² ·s	min	minimum
\dot{q}	densité de flux de chaleur, W/m ²	$moyen$	moyen
q''	densité de flux de chaleur volumique, W/m ³	out	externe
r	rayon, m	sat	saturation
T	température, °C	ss	acier inoxydable
x	titre en vapeur	$tube$	tube
y	position selon l'axe y, m	<i>Abbreviations</i>	
<i>Symboles grecs</i>		A	annulaire
α	coefficient de transfert de chaleur, W/m ² ·K	AS	assèchement partiel
λ	conductivité thermique, W/m·K	B	brouillard
<i>Indices et exposants</i>		I	intermittent
bas	partie inférieure	MAE	erreur moyenne absolue
$evap$	évaporateur	V	vapeur
$haut$	partie supérieure		

1. Introduction

La valorisation de l'énergie thermique contenue dans des gaz chauds pour produire de l'électricité est possible grâce à l'utilisation de divers cycles thermodynamiques, parmi lesquels le cycle de Rankine. Cependant, l'industrialisation d'un tel système passe par une connaissance approfondie du comportement thermohydraulique du fluide actif, appelé par abus de langage "fluide frigorigène". Une telle connaissance permettrait d'améliorer le design des principaux composants du système, en particulier les échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur). Dans le cas du cycle organique de Rankine, les conditions d'utilisation du fluide sont éloignées des conditions usuelles rencontrées dans les domaines de la climatisation ou de la réfrigération. En effet, le fluide est utilisé dans des conditions proches de son point critique,

i.e., une haute température réduite et une haute pression réduite. La température des gaz constituant la source chaude est typiquement de 400°C à 900°C et l'évaporation se produit à une température supérieure à 100°C.

Il est généralement reconnu [1] que différents fluides, à une même pression réduite, peuvent présenter des comportements similaires. Ainsi, selon le principe des états correspondants, deux fluides à une même pression réduite et une même température réduite devraient présenter les mêmes caractéristiques thermohydrauliques. Cependant, une analyse de la littérature a mis en évidence un manque de données et de connaissances pour l'ébullition convective des fluides frigorigènes synthétiques à haute température (60-120 °C) et pour des pressions réduites moyennes (0.13-0.22) tandis que de nombreuses données sont disponibles pour des pressions réduites moyennes mais des températures de saturation plus basses (<60°C).

En ce qui concerne les caractéristiques des écoulements diphasiques (chute de pression, coefficient de transferts thermiques, régimes d'écoulement), la quasi-totalité des méthodes de prédiction a été développée pour des températures comprises entre -20°C et 40°C correspondantes aux domaines de la climatisation ou de la réfrigération. C'est pourquoi la fiabilité de ces modèles reste incertaine dans certaines conditions d'évaporation du cycle de Rankine, car leur utilisation est limitée par la base de données à partir de laquelle ils ont été établis et ils ne peuvent être extrapolés avec précision pour d'autres fluides, géométries ou conditions thermodynamiques.

Le principal objectif de cet article est donc de fournir des données précises sur l'ébullition convective du R-245fa à haute température dans un minicanal de 3.00 mm de diamètre intérieur afin de mieux comprendre les mécanismes de transfert thermique et d'examiner l'influence des principaux paramètres d'écoulement.

2. Dispositif expérimental

2.1. Boucle expérimentale

La boucle expérimentale utilisée pour cette étude est schématiquement représentée sur la figure 1 et décrite en détail dans la référence [2].

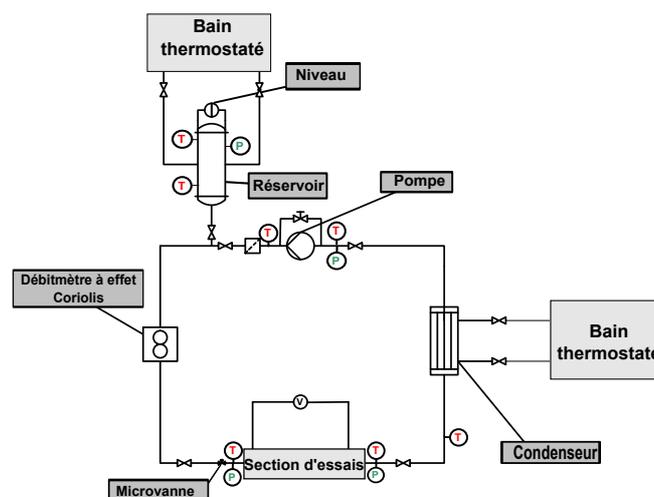


Figure 1 : Schéma de la boucle expérimentale.

Le R245fa à l'état liquide sous-refroidi est mis en mouvement à l'aide d'une pompe à engrenages puis circule au travers d'un filtre, d'un débitmètre à effet Coriolis, d'une microvanne, des différentes sections d'essais et d'un condenseur. Un réservoir contrôlé en température permet de fixer la pression de saturation dans l'ensemble de la boucle expérimentale. Deux thermocouples de type K sont installés sur le réservoir afin de mesurer les températures des phases liquide et vapeur. Un capteur de pression absolue est utilisé pour mesurer la pression à l'intérieur du réservoir. La microvanne disposée en entrée de section d'essais permet d'éviter les oscillations lors du déclenchement de l'ébullition en induisant une augmentation des pertes de charge dans la boucle.

2.2. Sections d'essais

La boucle expérimentale comprend deux sections d'essais : la section de transfert thermique et la section de visualisation. La figure 2 représente l'ensemble des sections d'essais qui se compose de trois parties : (i) un tube d'acier inoxydable en forme de serpentin (appelé préchauffeur) de 2000.0 mm de longueur dont les diamètres intérieur et extérieur sont respectivement de 3.00 et 5.99 mm, (ii) un tube horizontal de 185.0 mm de longueur (appelé évaporateur) dont les diamètres sont identiques à ceux du préchauffeur, (iii) un tube en verre d'une longueur de 200.0 mm dont les diamètres intérieur et extérieur sont de 2.96 et 5.95 mm respectivement.

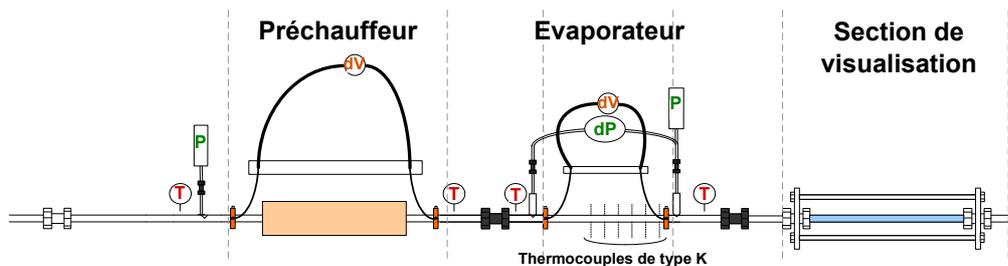


Figure 2 : Schéma des sections d'essais.

Le préchauffeur et l'évaporateur sont chauffés par effet Joule. Pour cela, deux électrodes en cuivres enserrant fermement le tube et sont connectées à une alimentation électrique. Le titre en vapeur est fixé à l'entrée de la section de transfert thermique en ajustant la puissance fournie au préchauffeur. La perte de charge le long de l'évaporateur est mesurée grâce à un capteur de pression différentielle. Douze thermocouples de type K sont fixés à six positions le long du tube : six thermocouples sont placés sur la partie supérieure du tube et six sur sa partie inférieure. Des informations plus précises sur les sections d'essais sont disponibles dans la référence [3].

La validité de l'installation et de son instrumentation a été vérifiée à l'aide de bilans thermiques globaux consistant à comparer les puissances thermiques récupérées par le fluide à celles fournies par l'installation mais aussi à comparer les valeurs expérimentales de coefficients d'échanges à des corrélations bien établies pour des conditions d'écoulement monophasique.

2.3. Calcul des coefficient d'échange de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur à chaque position y ($\alpha_{moyen,y}$) est calculé à partir de l'équation suivante :

$$\alpha_{moyen,y} = \frac{\dot{q}_{evap}}{T_{tube,in,y} - T_{sat,y}} \quad (1)$$

où \dot{q}_{evap} est le flux de chaleur imposé à l'évaporateur. $T_{sat,y}$ est la température de saturation à la position y recalculée à partir de la perte de charge mesurée le long du tube. La perte de charge est considérée comme linéaire le long du tube, sachant que la variation du titre en vapeur est limitée (<0.2). La température moyenne au niveau de la paroi interne du tube à chaque position y ($T_{tube,in,y}$) est calculée grâce à cette équation :

$$T_{tube,in,y} = \frac{T_{tube,in,y,bas} + T_{tube,in,y,haut}}{2} \quad (2)$$

où $T_{tube,in,y,bas}$ et $T_{tube,in,y,haut}$ sont les températures de la paroi interne sur les parties inférieure et supérieure du tube pour une position y . Ces températures sont calculées à partir des températures mesurées sur la paroi externe du tube ($T_{tube,out,y,bas}$ et $T_{tube,out,y,haut}$). Par exemple, à la position y , $T_{tube,in,y,haut}$ est calculée à partir de cette équation :

$$T_{tube,in,y,haut} = T_{tube,out,y,haut} + \frac{q''_{evap}}{4 \cdot \lambda_{ss}} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) - \left(\frac{q''_{evap}}{2 \cdot \lambda_{ss}} \cdot r_{out}^2 \right) \cdot \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right) \quad (3)$$

où q''_{evap} est la densité de flux de chaleur volumique imposée à l'évaporateur, λ_{ss} est la conductivité thermique de l'acier inoxydable et r_{out} et r_{in} sont les rayons externe et interne du tube.

3. Régimes d'écoulement

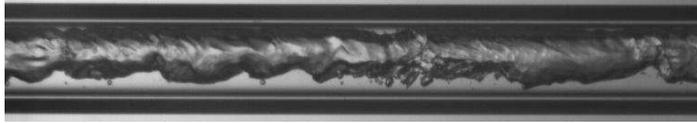
Les régimes d'écoulement sont identifiés à partir de la méthode de traitement d'image développée par Charnay et al. [2] et à l'aide d'une analyse du comportement des coefficients de transfert de chaleur présentée dans la référence [3]. Ainsi quatre régimes d'écoulement ont été identifiés lors de cette étude : l'écoulement intermittent, l'écoulement annulaire, l'écoulement en assèchement partiel et l'écoulement à brouillard. Une méthode de traitement des images enregistrées à haute vitesse (3000 images/sec) a été mise en oeuvre pour caractériser la transition entre le régime intermittent et le régime annulaire. La caractérisation des régimes d'écoulement est basée sur des critères quantitatifs tels que la fréquence de bulle, la longueur de bulle et la vitesse de bulle. La figure 3 présente l'influence du titre en vapeur sur les régimes d'écoulement.

Les régimes d'écoulement en assèchement partiel et à brouillard sont détectés à partir du comportement du coefficient de transfert de chaleur. La figure 4 montre la température de saturation (constante sur la plage de titre en vapeur), les températures de paroi interne calculées pour les parties inférieure et supérieure du tube ainsi que le coefficient de transfert de chaleur. Un schéma des différents régimes d'écoulement rencontrés dans ces conditions est également proposé sur la figure 4 pour mieux souligner la relation entre les transferts thermiques et les régimes d'écoulement.

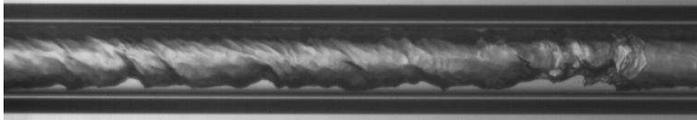
Lorsque le régime d'écoulement est intermittent ou annulaire, la paroi du tube est complètement recouverte de liquide et le coefficient de transfert de chaleur est élevé. Les températures sur les parties inférieure et supérieure de la paroi interne sont très proches. L'augmentation brusque des températures à $x = 0,4$ entraîne une diminution abrupte du coefficient de transfert de chaleur



Titre en vapeur = 0.14 - Ecoulement intermittent - $f = 45.0$ Hz



Titre en vapeur = 0.31 - Ecoulement annulaire - $f = 0.0$ Hz



Titre en vapeur = 0.37 - Ecoulement annulaire - $f = 0.0$ Hz

Figure 3 : Influence du titre en vapeur sur les régimes d'écoulement à $T_{sat} = 80^\circ\text{C}$, $\dot{q} = 50\text{ kW/m}^2$, et $G = 300\text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

qui annonce le déclenchement de l'assèchement. Le coefficient de transfert de chaleur diminue sur une plage limitée de titre en vapeur avant de devenir constant. La ligne verticale à $x = 0,4$ indique le point de déclenchement de l'assèchement sur la partie supérieure du tube horizontal, où le coefficient de transfert de chaleur commence à chuter localement du fait de l'assèchement du film liquide. La ligne verticale à $x = 0,57$ indique la position où l'assèchement est effectif sur tout le périmètre du tube, et donc où la détérioration des transferts thermiques se termine. Le régime d'écoulement en assèchement partiel correspond donc à cette zone intermédiaire avant l'assèchement total de la paroi. La fin de l'assèchement ($x = 0,57$) correspond au commencement du régime d'écoulement à brouillard où le liquide est entraîné sous forme de gouttelettes à l'intérieur de la phase vapeur s'écoulant à haute vitesse dans le tube avec ou sans redéposition sur la paroi du tube. Des résultats similaires ont été rapportés par Mori et al. [4] pour le R-134a et par Wojtan et al. [5] pour le R-22 et le R-410A.

4. Transfert thermique

4.1. Influence de la vitesse massique

La figure 5 présente le coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre en vapeur pour une densité de flux de chaleur de 50 kW/m^2 et deux températures de saturation : 60°C (à gauche) et 80°C (à droite). D'une manière générale, le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque la vitesse massique augmente. Pour les faibles titres en vapeur correspondant au régime intermittent, le coefficient de transfert de chaleur est indépendant du titre en vapeur et de la vitesse massique. Ainsi pour les faibles titres en vapeur, l'ébullition nucléée est prédominante. Lorsque le titre en vapeur augmente et que le régime d'écoulement est annulaire, le coefficient de transfert de chaleur est dépendant du titre et de la vitesse massique. Ceci démontre la prédominance de la convection dans les transferts de chaleur. On peut également noter que l'assèchement est déclenché pour des titres en vapeur plus faibles lorsque la vitesse massique augmente.

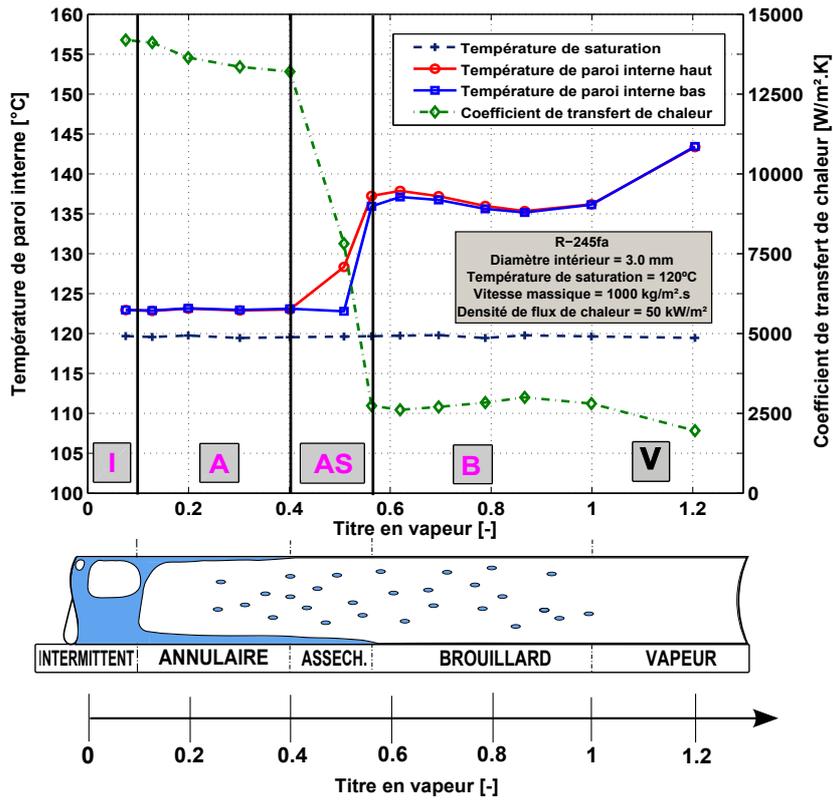


Figure 4 : Températures et coefficients de transfert de chaleur en fonction du titre en vapeur à $T_{sat} = 120^{\circ}\text{C}$, $\dot{q} = 50 \text{ kW/m}^2$, et $G = 1000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ (I : intermittent, A : annulaire, AS : assèchement, B : brouillard et V : vapeur).

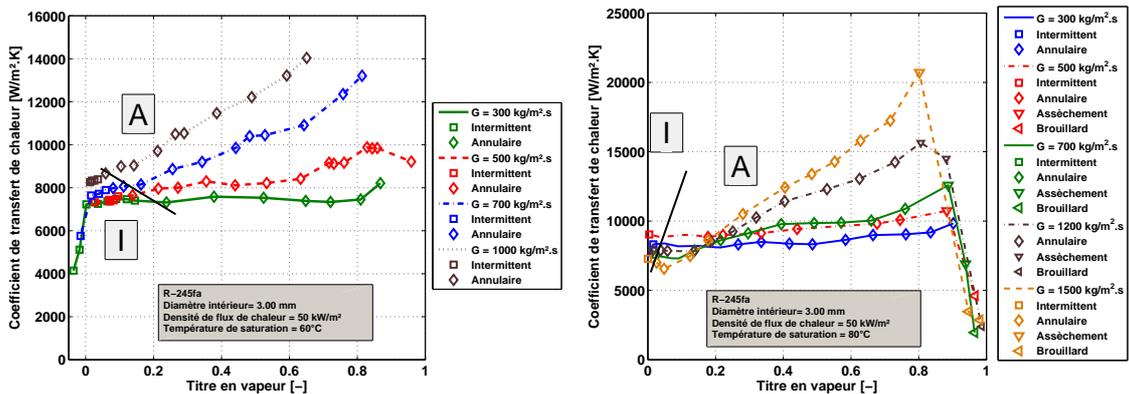


Figure 5 : Influence de la vitesse massique sur le coefficient de transfert de chaleur pour le R-245fa à 60°C (à gauche) et 80°C (à droite) avec une densité de flux de chaleur de 50 kW/m^2 (I : écoulement intermittent et A : écoulement annulaire).

4.2. Influence du flux de chaleur

La figure 6 illustre l'effet de la densité de flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur pour une vitesse massique de $500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ et deux températures de saturation à 60°C (à

gauche) et 120 °C (à droite). Le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque la densité de flux de chaleur augmente. A 60°C, le coefficient de transfert de chaleur est presque constant pour les faibles titres en vapeur puis augmente aux forts titres. Ce phénomène d'ébullition nucléée est prédominant pour les faibles titres en vapeur alors que le phénomène de convection devient de plus en plus important pour les forts titres. On remarque que les transferts thermiques semblent être étroitement liés aux régimes d'écoulement. En effet, la transition entre ébullition dominée par la nucléation et ébullition dominée par la convection coïncide avec la transition intermittent-annulaire. A 120°C, le coefficient de transfert de chaleur diminue (sauf pour 10 kW/m²) lorsque le titre en vapeur augmente jusqu'à atteindre le régime d'assèchement. De plus, on remarque que les courbes à 30 et 50 kW/m² ne convergent pas et restent dépendantes de la densité flux de chaleur. Ainsi, dans ces conditions, c'est le phénomène d'ébullition nucléée qui reste prédominant sur une large plage de titre en vapeur.

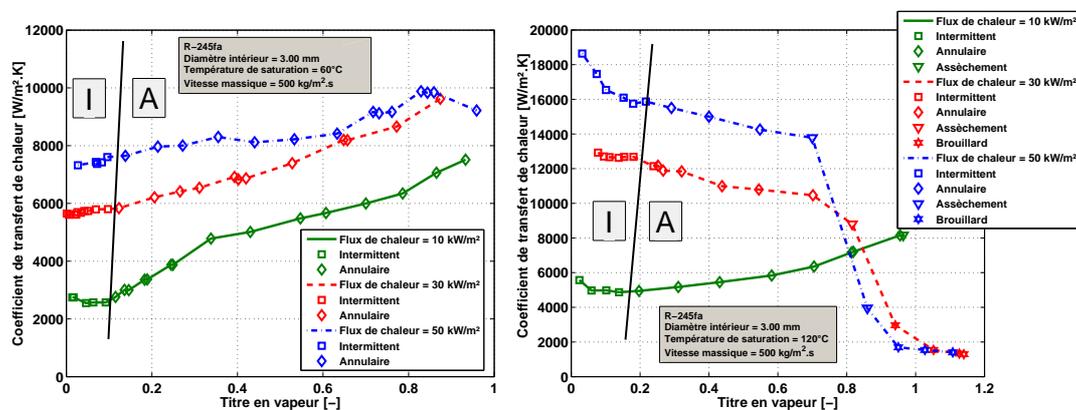


Figure 6 : Influence de la densité de flux de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur pour le R-245fa à 60°C (à gauche) et 120°C (à droite) avec une vitesse massique de 500 kg/m².s (I : écoulement intermittent et A : écoulement annulaire).

4.3. Influence de la température de saturation

La figure 7 met en évidence l'influence de la température de saturation pour une densité de flux de chaleur constante (50 kW/m²) et deux vitesses massiques : 300 kg/m².s et 700 kg/m².s. On observe que plus la température de saturation est élevée, plus le coefficient de transfert de chaleur est lui aussi élevé. Ces résultats sont en accord avec ceux présentés dans les références [6], [7] et [8].

5. Conclusion

Cet article concerne l'ébullition convective du R-245fa à haute température dans un minicanal de 3.00 mm de diamètre intérieur. Les régimes d'écoulements et les transferts thermiques ont été étudiés. L'influence de la vitesse massique, de la densité de flux de chaleur et de la température de saturation sur le coefficient de transfert de chaleur a été étudiée. De plus, une méthode de traitement d'images a été développée pour identifier, selon des critères quantitatifs, les régimes intermittent et annulaire. Les résultats ont permis de montrer que le commencement et la fin du régime en assèchement partiel peuvent être identifiés grâce à une étude attentive de l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre en vapeur.

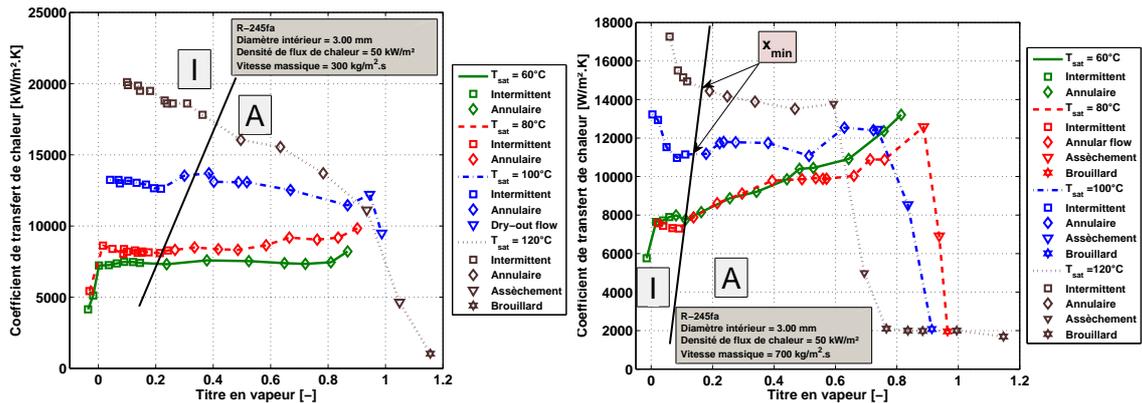


Figure 7 : Influence de la température de saturation sur le coefficient de transfert de chaleur pour le R-245fa à $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ (à gauche) et $700 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ (à droite) avec une densité de flux de chaleur de 50 kW/m^2 (I : écoulement intermittent et A : écoulement annulaire).

Il est enfin apparu que :

- le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque la densité de flux de chaleur, la vitesse massique ou la température de saturation augmentent.
- la suppression de l'ébullition nucléée se produit pour des titres en vapeur plus élevés lorsque la température de saturation augmente.
- les transferts thermiques sont étroitement liés aux transitions entre les régimes d'écoulement.

Références

- [1] M. Cooper, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling a wide-ranging examination using reduced properties, *Advances in Heat Transfer*, 16 (1984) 157–239.
- [2] R. Charnay, R. Revellin, J. Bonjour, Flow pattern characterization for R-245fa in minichannels : optical measurement technique and experimental results, *International Journal of Multiphase Flow*, 57 (2013) 169-181.
- [3] R. Charnay, J. Bonjour, R. Revellin, Experimental investigation of R-245fa flow boiling in mini-channels at high saturation temperatures : flow patterns and flow pattern maps, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, (2013) (In press).
- [4] H. Mori, S. Yoshida, K. Ohishi, Y. Kokimoto, Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes, *Proceedings of 3rd European Thermal Sciences Conference Heidelberg, Germany, 2000*, 839-844.
- [5] 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 and Mass Transfer* 48-14 (2005) 2955-2969.
- [6] A. Greco, G. Vanoli, Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube. Part II : Assessment of predictive methods, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29-2 (2005) 199 - 208.
- [7] R. J. Da Silva Lima, J. M. Quibén, J. R. Thome, Flow boiling in horizontal smooth tubes : New heat transfer results for R-134a at three saturation temperatures, *Applied Thermal Engineering*, 29-7 (2009) 1289-1298.
- [8] C. T. Tibiricá, G. Ribatski, Flow boiling heat transfer of R-134a and R245fa in a 2.30 mm tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53-11 (2010) 2459-2468.

Remerciements

Ce travail a été financé par l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie, ADEME, dans le cadre du projet TIGRE, no. 2011-0056.