HAL open science

Vaporisation ascendante d'un mélange binaire d'HFC dans un passage d'ailettes décalées

Inès Ben El Mekki, Marine Andrich, Marc Wagner, Florine Giraud, Brice Tremeac, Pascal Tobaly

To cite this version:

Inès Ben El Mekki, Marine Andrich, Marc Wagner, Florine Giraud, Brice Tremeac, et al.. Vaporisation ascendante d'un mélange binaire d'HFC dans un passage d'ailettes décalées. SFT, Jun 2021, Belfort, France. 10.25855/SFT2021-012 . hal-03360857

HAL Id: hal-03360857

https://hal.science/hal-03360857

Submitted on 3 Dec 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Vaporisation ascendante d'un mélange binaire d'HFC dans un passage d'ailettes décalées

Upward two-phase flow of HFC binary mixture in an offset-strip finned passage

Ines Ben El Mekki[1,2,*], Marine Andrich[1], Marc Wagner[1], Florine Giraud[2], Brice Tremeac[2], Pascal Tobaly[2]

[1]Paris Innovation Campus, Air Liquide
1 chemin de la porte des loges – BP 126 – 78354 Jouy en Josas –France.
[2] Laboratoire du froid, des Systèmes Energétiques et Thermiques (Lafset), CNAM, HESAM université
292 rue Saint-Martin – 75003–Paris, France
[*](auteur correspondant : ines.benelmekki@airliquide.com)

Résumé – La présente étude vise à analyser expérimentalement l'impact du mélange binaire sur les mécanismes de transfert de chaleur lors de la vaporisation ascendante d'un mélange de R-134a et R-245fa dans un passage à ailettes décalées. Le diamètre hydraulique de la section d'étude est de 1,75 mm. La pression opératoire dans la section d'essai est entre 2 et 5 bar absolu, la densité de flux de chaleur varie entre 1 et 29 kW.m^{-2} et la vitesse massique est comprise entre 11 et 35 kg.m^{-2}.s^{-1}. Cette étude vise aussi à étudier l'impact des ailettes décalées sur les régimes et les cartes d'écoulement.

Mots-clés : Vaporisation ascendante ; Mélange binaire ; Ailettes décalées.

Abstract – This current study aims at investigating experimentally the impact of binary mixtures on heat transfer mechanisms governing the upward vaporization of binary mixture composed of R-134a and R-245fa. The test section is an offset-strip finned passage whose hydraulic diameter is about 1.75 mm. The pressure at the inlet of the test section is between 2 and 5 bar absolute. The ranges of heat flux and mass flux are respectively 1 - 29 kW.m^{-2} and 11 - 35 kg.m^{-2}.s^{-1}. This work aims also at studying the impact of offset-strip fins on flow regimes and flow maps.

Keywords: Upward vaporization; binary mixture; offset-strip fins.

Nomenclature

J^*	vitesse adimensionnelle de Wallis
$\dot{m}$	débit massique, kg.s^{-1}
D	diamètre, m
G	vitesse massique, kg.m^{-2}.s^{-1}
g	constante de gravitation, m.s^{-2}
h	hauteur des ailettes, m
J	vitesse superficielle, m.s^{-1}
k	conductivité thermique, W.m^{-1}.K^{-1}
l	longueur de la section d'étude, m
L	chaleur latente, J.kg^{-1}
M	paramètre de l'ailette, m^{-1}
n	densité des ailettes, m^{-1}
Q	puissance de chauffe, W
q	densité de flux de chaleur, W.m^{-2}
S	surface d'échange, m^2
s	largeur du canal, m
T	température, °C
W	largeur de la section d'étude, m
x	titre en vapeur
y	fraction molaire, mol/mol
z	hauteur, m
Symboles grecs	
α	coefficient de transfert, W.m^{-2}.K^{-1}
δ	épaisseur des ailettes, m
η	efficacité de l'ailette
ρ	masse volumique, kg.m^{-3}
Indices et exposants	
p	paroi
pri	primaire
b	bulle
h	hydraulique
i	interface
L	liquide
s	secondaire
sat	saturation
v	vapeur

https://doi.org/10.25855/SFT2021-012

1. Introduction

L'utilisation des échangeurs à plaques et ailettes a été élargie aux procédés cryogéniques tels que la liquéfaction du gaz naturel et aux systèmes de réfrigération. Les ailettes les plus utilisées dans ces évaporateurs sont les ailettes décalées car elles favorisent l'homogénéisation de l'écoulement et empêchent l'établissement des couches limites thermiques afin de favoriser la turbulence et améliorer ainsi le transfert thermique. Bien que l'ébullition des fluides purs dans des géométries à ailettes décalées ait été intensivement étudiée dans la littérature, la combinaison entre les fluides binaires et les ailettes décalées a été peu explorée.

Les deux problématiques scientifiques en rapport avec la vaporisation ascendante d'un mélange binaire dans une géométrie à ailettes décalées concernent premièrement l'impact de ces ailettes sur les régimes et les cartes d'écoulement et deuxièmement l'impact des fluides binaires sur les mécanismes de transfert de chaleur.

De nombreuses études sur l'ébullition dans les échangeurs compacts à plaques et ailettes ont investigué l'effet hydrodynamique des ailettes décalées. Par exemple, Carey et Mandrusiak [1] ont étudié l'ébullition de l'eau, du méthanol et du n-butanol dans des géométries confinées et discontinues avec des ailettes décalées. Le diamètre hydraulique de leur section d'essais est de 5,15 mm. La vitesse massique varie de 3 à 100 $kg.m^{-2}.s^{-1}$. La carte d'écoulement a été obtenue par visualisation sur toute la longueur d'échange. Les auteurs ont conclu qu'il y a une transition rapide qui s'établit, pour tous les fluides testés, entre le régime d'écoulement à poches et bouchons et le régime d'écoulement agité d'une part, et le régime annulaire d'autre part. En outre, ils ont observé que le régime d'écoulement à bulles est négligeable devant les autres configurations d'écoulement pour les géométries discontinues telles que les ailettes décalées. On retrouve cette observation dans le travail réalisé par Desrats [2], qui a étudié l'ébullition des hydrocarbures (propane et isobutane) dans des ailettes décalées et perforées.

De point de vue thermique, l'impact des mélanges binaires de fluides frigorigènes sur les mécanismes de transfert de chaleur a été étudié par Jung et Radermacher [3]. Les auteurs ont conclu qu'à partir d'un titre en vapeur supérieur à 0,2, le mécanisme d'ébullition nucléée est complétement supprimé pour tous les mélanges testés et que le mécanisme d'ébullition convective prédomine sur le mode de transfert de chaleur par ébullition nucléée. En effet, la seule limitation à la croissance des bulles pour les fluides purs est la diffusion de la chaleur latente à travers l'interface liquide vapeur. Cependant, pour les mélanges binaires non azéotropes, une limitation supplémentaire apparait du fait de la différence de volatilité des deux composants : le composé le plus volatil se diffuse préférentiellement dans la phase vapeur. Un gradient de concentration local est ainsi établi à l'interface liquide vapeur conduisant à l'apparition d'une résistance de masse supplémentaire limitant la croissance de la bulle.

Une autre analyse qualitative pourrait expliquer la suppression de l'ébullition nucléée. En effet, le mécanisme de croissance des bulles est directement lié à la surchauffe au niveau de la paroi ($T_p - T_{sat}$). La figure 1 représente le diagramme d'équilibre du mélange binaire non azéotrope R-134a / R-245fa à 2 bar absolu qui constitue le mélange utilisé pour cette étude. Initialement y_b est la composition du constituant le plus volatil (R-134a), ainsi la surchauffe est égale à ($T_p - T_b$). Cependant, localement, à l'interface de la bulle, le liquide est appauvri en R-134a. La température de bulle du liquide au voisinage de l'interface liquide vapeur augmente alors de T_b à T_i réduisant ainsi la surchauffe. Par conséquent, la croissance de la bulle devient plus lente et l'ébullition nucléée disparait rapidement laissant place à l'ébullition convective.

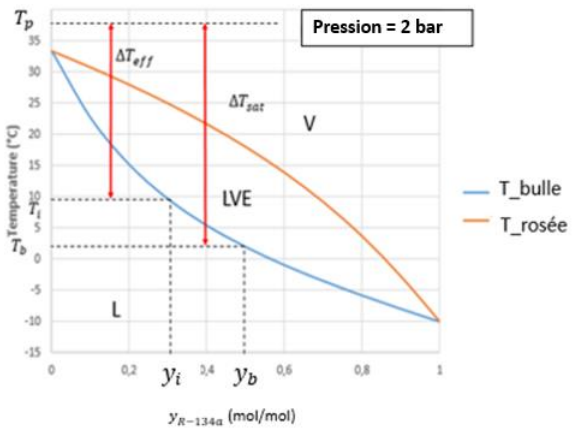

Figure 1 : *Diagramme d'équilibre du mélange binaire non azéotrope R-134a / R-245fa*

Afin de comprendre tous les phénomènes physiques et étudier les impacts thermiques et hydrodynamiques de l'utilisation des mélanges binaires et des ailettes décalées, une étude expérimentale a été réalisée.

2. Banc expérimental

2.1. Boucle principale

La boucle principale est représentée à la figure 2. Elle comporte un compresseur à piston (relié à un variateur de vitesse), un condenseur à eau, un sous-refroidisseur à eau glycolée, une vanne de détente et un vaporiseur qui constitue la section d'essai.

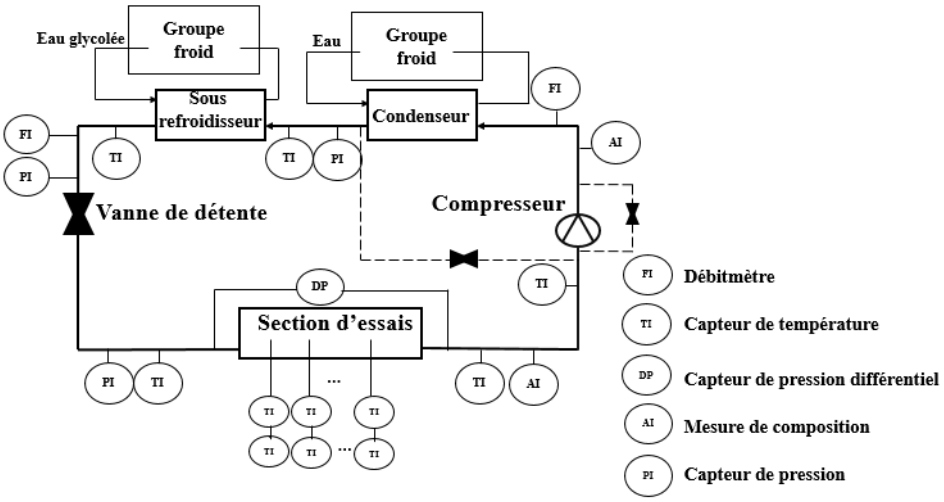

Figure 2 : *Représentation schématique de la boucle expérimentale*

Des capteurs de pression et de température sont installés à plusieurs endroits dans la boucle. Deux mesures de composition (AI) sont introduites dans l'installation. La mesure s'effectue avec la technique de chromatographie en phase gazeuse. Une vanne de recyclage et une vanne de bypass du condenseur sont installées autour du compresseur afin de pouvoir réaliser plusieurs tests en faisant varier le débit et la pression en entrée du vaporiseur. Deux débitmètres « Coriolis » sont installés en entrée du condenseur et en entrée de la vanne de détente.

2.2. Section d'étude

La section d'étude, représentée à la figure 3 est composée d'un seul passage à ailettes décalées dont les paramètres géométriques sont détaillés à la figure 4. Les valeurs de ces paramètres géométriques sont données dans le tableau 1.

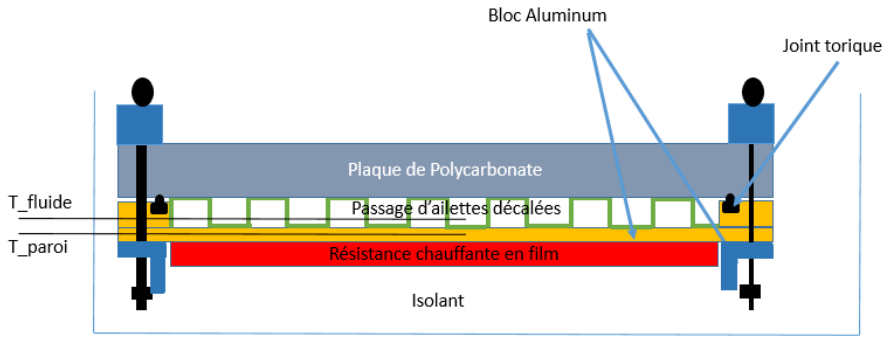

Figure 3 *: Représentation schématique d'une coupe sur la largeur de la section d'étude*

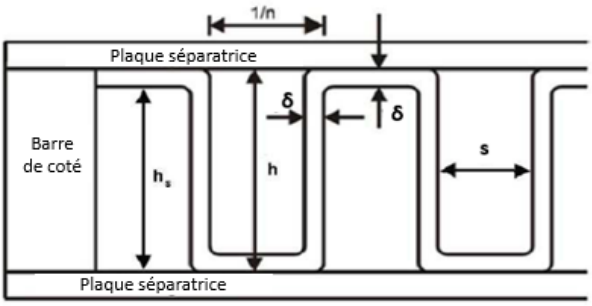

Figure 4 *: Paramètres géométriques du passage d'ailettes décalées*

	Hauteur des ailettes *h* (mm)	Epaisseur des ailettes δ (mm)	Densité des ailettes n (Ailettes / m)	Largeur des ailettes s (mm)
Valeurs	7 (-0,01/+0,02)	0,2 (+/- 0,01)	826,77 (+/- 0,5)	1

Tableau 1 : *Valeurs des paramètres géométriques du passage d'ailettes décalées*

La longueur et la largeur des ailettes décalées valent respectivement 1500 et 50 mm. Ce passage est compris entre une plaque de polycarbonate (qui sert à visualiser l'écoulement diphasique afin d'en déduire les régimes et les cartes d'écoulement) et un bloc d'aluminium usiné et chauffé sur la face arrière par une résistance en film adhésif. Cette résistance amène le flux de chaleur nécessaire pour vaporiser le liquide entrant dans la section d'essai. Des thermocouples de type T sont insérés à 9 endroits sur la longueur d'échange dans le fluide et dans la paroi afin de mesurer la différence de température locale pour en déduire le coefficient d'échange thermique au niveau du vaporiseur.

Les incertitudes de mesures des conditions d'écoulement (débit, pression, puissance de chauffe) dans la section d'essais sont synthétisées dans le tableau 2.

	Mesure de Débit	Mesure de température du vaporiseur	Mesure de pression	Mesure de la puissance de chauffe
Valeur d'incertitude	+/- 0,07 kg/h	+/- 0,01 °C	+/- 0,016 bar absolu	+/- 2 W

Tableau 2 : *Incertitudes de mesures*

La vitesse massique, la section de passage ainsi que le diamètre hydraulique de la section d'étude sont donnés par les équations 1,2 et 3 :

$$G = \frac{\dot{m}}{S} \tag{1}$$

$$S = h_s * (1 - n\delta) * W \tag{2}$$

$$D_h = \frac{2S}{(1 - n\delta + nh_s) * W} \tag{3}$$

3. Résultats et discussions

3.1. Etude hydrodynamique

Les premiers résultats sont obtenus avec une vitesse massique égale à 11,21 $kg.m^{-2}.s^{-1}$, et une pression de 2,81 bar absolu en entrée de la section d'étude. La composition circulante du fluide binaire a été mesurée pour ces premiers essais. La fraction molaire de R-134a est de 44,5 % et celle de R-245fa est de 55,5%. Les régimes d'écoulements, représentés à la figure 5 et identifiés par visualisation sont principalement le régime à bulles (a), le régime à poches et bouchons (b), le régime agité (c) et le régime annulaire (d) qui sont présents comme le montre la figure 6 sur toute la longueur d'échange de la section d'essai.

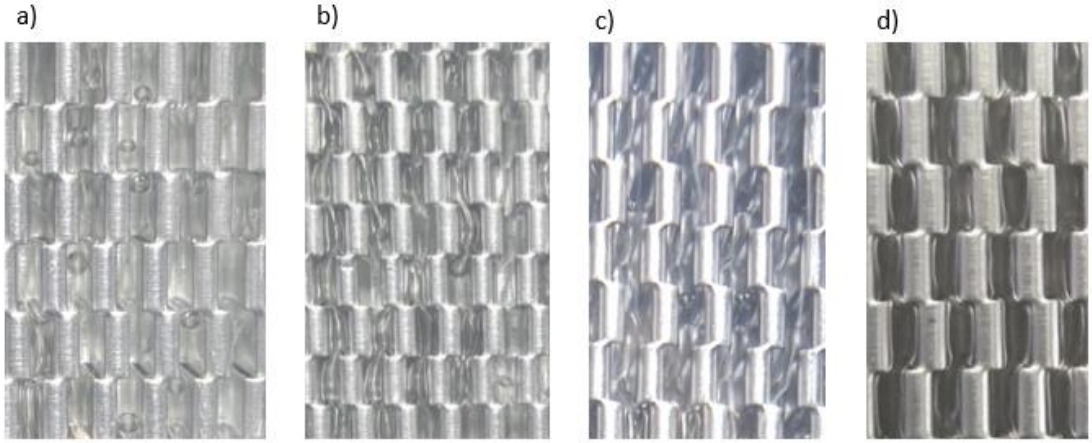

Figure 5 *: Les régimes d'écoulement observés le long de la section d'essais (de gauche à droite, du bas en haut de l'échangeur respectivement)*

(G = 11,21 $kg.m^{-2}.s^{-1}$; P =2,81 bar absolu ; q = 8,58 $kW.m^{-2}$)

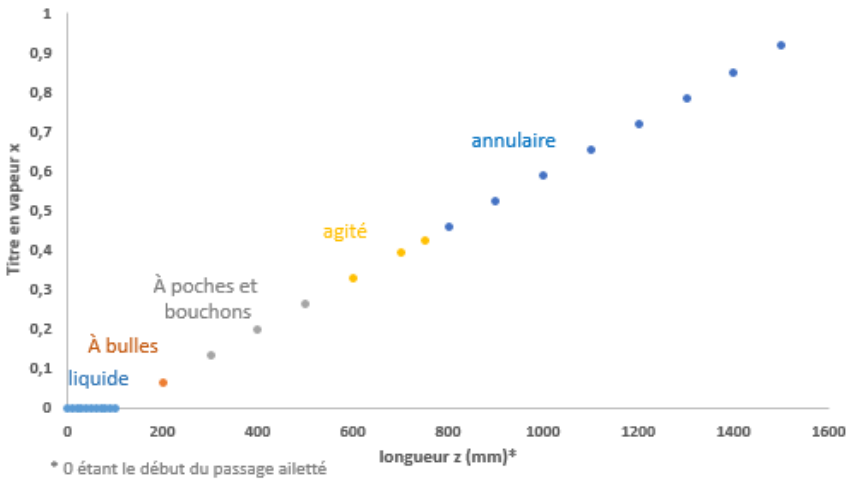

Figure 6 : *Positions des régimes d'écoulement en fonction de la longueur de la section d'essais*

Il a été constaté lors de l'observation de l'écoulement diphasique que le régime à bulles est négligeable devant les autres configurations d'écoulement (figure 6). Cette observation est semblable à celle reportée par Desrats [2]. Une explication possible de ce phénomène provient de l'effet de la géométrie confinée induit par les ailettes décalées.

En effet, la taille de la bulle, dans le régime d'écoulement à bulles, se trouve limitée par la largeur du canal (s = 1 mm) et ne peut donc augmenter qu'en suivant la longueur formant ainsi « des poches ». Les résultats préliminaires ont conduit à une première ébauche de la carte d'écoulement (représentée à la figure 7) en utilisant les vitesses superficielles du liquide et de la vapeur. Le titre en vapeur, ainsi que les vitesses superficielles sont données par les équations 4, 5 et 6. Les masses volumiques vapeur et liquide sont supposées constantes tout au long de l'échange. Cette hypothèse est à améliorer, par la suite, en intégrant la perte de charge pour estimer la masse volumique locale de chaque phase.

$$x = \frac{zQ}{L * \dot{m} * L_{vap}} \tag{4}$$

$$J_V = \frac{xG}{\rho_V} \tag{5}$$

$$J_L = \frac{(1-x)G}{\rho_L} \tag{6}$$

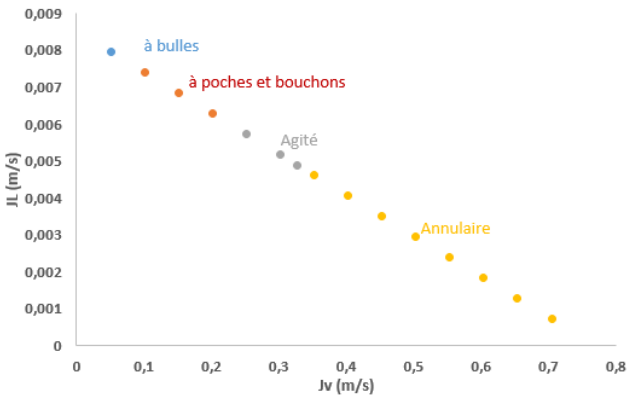

Figure 7 : *Carte d'écoulement en fonction des vitesses superficielles liquide vapeur dans un passage d'ailettes décalées (G = 11,21 kg.m^{-2}.s^{-1} ; P =2,81 bar absolu ; q = 8,58 kW.m^{-2})*

La transition entre le régime agité et le régime annulaire a lieu lorsque la vitesse adimensionnelle de Wallis en vapeur (donnée par l'équation (7)) atteint la valeur de 0,28.

$$J_V^* = J_V * \sqrt{\frac{\rho_V}{gD_h(\rho_L - \rho_V)}} \tag{7}$$

Cette valeur est à comparer avec celle trouvée par Carey et Mandrusiak [1] : leur transition entre ces deux régimes correspond à une vitesse de Wallis en vapeur égale à 0,5. Cet écart est expliqué par l'effet du confinement d'une part et la valeur des masses volumiques des HFC (qui est plus importante que celle des fluides utilisés par ces auteurs) d'autre part. Le nombre de confinement de la section d'essai de Carey et Mandrusiak [1] (Co = 0,34) est inférieur à celui de la section d'étude utilisée dans cette présente étude (Co = 0,58). Ainsi, les premiers résultats semblent indiquer que la ligne de transition est déplacée vers des titres en vapeur inférieurs à ceux de Carey et Mandrusiak [1].

3.2. Etude thermique

Le coefficient de transfert thermique local est calculé à partir des mesures de puissance de chauffe, et des températures dans le fluide et dans la paroi à différentes hauteurs de la section d'essai selon l'équation (8).

$$\alpha(z) = \frac{q}{T_p(z) - T_f(z)} = \frac{qS_{pri}}{S_f}\frac{1}{T_p(z) - T_f(z)} = \frac{qS_{pri}}{S_{pri} + \eta(\alpha(z))\, S_s}\frac{1}{T_p(z) - T_f(z)} \tag{8}$$

$$\eta = \frac{th(hM)}{hM} \tag{9}$$

M étant le paramètre de l'ailette. Pour des ailettes décalées, ce paramètre est donné par l'équation (10) (L ici est la longueur de la serration).

$$M^2 = \frac{h}{k}\frac{2(L+\delta)}{L\delta} \tag{10}$$

Les températures dans le fluide à plusieurs hauteurs de la longueur d'échange sont représentées à la figure 8. Ces températures ont été comparées avec les résultats de simulations obtenus avec EDR (« Exchanger Design and Rating ») qui est un logiciel de simulation d'échangeurs thermiques. Les données d'entrées utilisées dans EDR sont identiques à celles utilisées pour la première campagne d'essais (en termes de fluide, débit, pression et géométrie).

Il a été observé que les résultats obtenus par EDR prédisent bien les données expérimentales pour le régime annulaire (l'écart moyen entre EDR et les résultats expérimentaux est de 2 %). Cependant, pour les autres configurations d'écoulement, EDR sous-estime les données expérimentales et l'écart moyen entre les deux est de 14%. Des investigations sur les modèles d'écoulement utilisés par ce logiciel sont en cours afin de comprendre et justifier cet écart.

Les températures de paroi à plusieurs hauteurs de la longueur d'échange sont représentées à la figure 9. Il a été constaté qu'EDR sous-estime les données expérimentales : cet écart provient de la différence entre la configuration de chauffe entre EDR et la présente étude. En effet, EDR se base sur un chauffage symétrique sur les deux faces avant et arrière de l'échangeur. Cependant, la configuration de chauffe de la section d'essais est basée sur un chauffage asymétrique (adiabatique sur la face avant et chauffage homogène sur la face arrière).

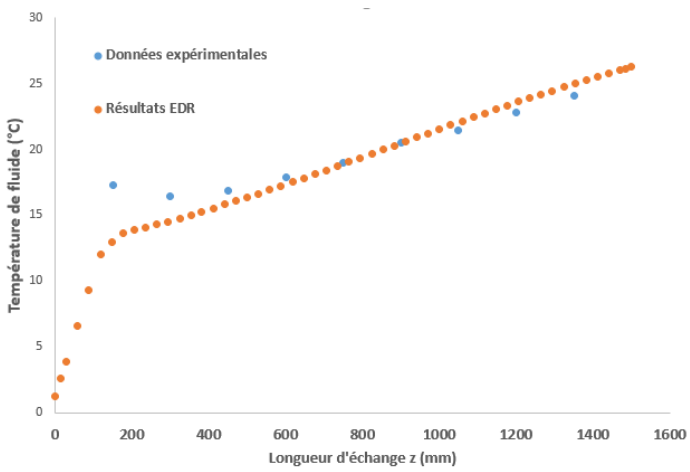

Figure 8 *: Comparaison entre les données expérimentales et les résultats d'EDR pour la température dans le fluide*

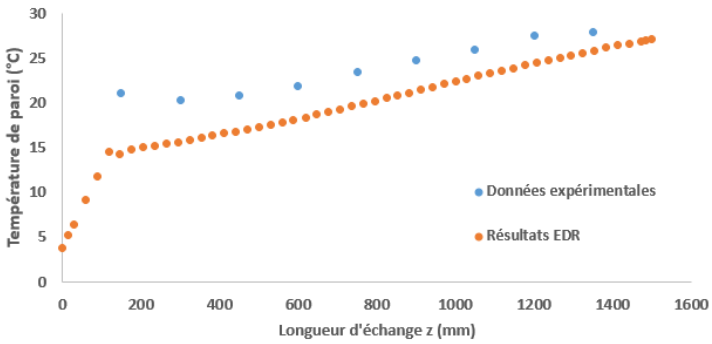

Figure 9 *: Comparaison entre les données expérimentales et les résultats d'EDR pour la température de paroi*

4. Conclusion

Cette étude vise à étudier l'influence des ailettes décalées sur l'écoulement diphasique en vaporisation ascendante. Il a été observé que le régime d'écoulement à bulles est négligeable devant les autres configurations d'écoulement. Cette observation est expliquée par l'effet du confinement induit par ce type d'ailettes. De plus, les résultats préliminaires semblent suggérer que la ligne de transition entre le régime agité et le régime annulaire a lieu pour des titres en vapeur faibles (en comparaison avec les canaux non millimétriques). Ce résultat est à confirmer en faisant plusieurs tests supplémentaires.

Les premières données expérimentales des températures dans le fluide et dans la paroi ont été comparées avec celles obtenues par un logiciel de simulation d'échangeurs thermiques (EDR). Les conclusions tirées de cette comparaison seront à confirmer par la suite.

Références

[1] V.P. Carey, G.D. Mandrusiak, Annular film-flow boiling of liquids in a partially heated, vertical channel with offset strip fins, *International journal of heat and mass transfer*, 29 (1985), 927-939.

[2] C. Desrats, Etude expérimentale de l'ébullition d'hydrocarbures dans les échangeurs à plaques et ailettes. *Thèse*, Lieu de publication : Grenoble : Université de Provence Aix-Marseille (2006).

[3] D. Jung, R. Radermacher, Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures, *International journal of refrigeration*, *16* (1992), 330-338.