

conditions opératoires bien spécifiques [3]. Des études sur des grandeurs thermo-hydrauliques locales et généralisées sont cependant demandées pour une compréhension plus approfondie des distributions des phases et des transferts thermiques dans ces échangeurs dans la perspective de les optimiser [4]. D'autre part, les études sur la condensation convective dans les échangeurs à plaques brasées ont généralement été réalisées avec des vitesses massiques comprises entre 30 et 120 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, avec une phase vapeur à saturation en entrée de l'échangeur. Dans le développement des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur de type inverter, le régime de fonctionnement de ces systèmes peut s'effectuer hors du point nominal à des plus faibles vitesses massiques et à des surchauffes de la vapeur en entrée du condenseur importantes. Cependant, très peu d'études sont conduites dans cette plage de fonctionnement, et l'effet de la surchauffe de la vapeur sur les transferts thermiques au sein des condenseurs est très peu étudié. Webb [5] a développé un modèle théorique dans un tube permettant de calculer le coefficient d'échange thermique local dans un écoulement de condensation, mettant en évidence un rôle amélioratif de la surchauffe de la vapeur sur le coefficient d'échange. Plus tard, Longo [6] a montré un bon accord entre ses données expérimentales obtenues dans un condenseur à plaques brasées pour une surchauffe de la vapeur de 10 °C et les prédictions du modèle de Webb. Dans ce papier, l'objectif est d'étudier les effets de la surchauffe de la vapeur sur le comportement thermo-hydraulique d'un échangeur à plaques brasées lors de la condensation convective à faibles vitesses massiques. L'analyse s'appuie sur une approche expérimentale qui sera initialement présentée.

2. Expériences

2.1. Dispositif expérimental

2.1.1. Montage

Les composants tels qu'un bouilleur, un surchauffeur, une section d'essais, un post-condenseur, un réservoir, une pompe volumétrique, une caméra infrarouge et une chaîne d'acquisitions constituent les éléments principaux du dispositif expérimental (Fig. 1).

Le bouilleur est un réservoir contenant le fluide frigorigène en équilibre thermique diphasique. Son rôle est de fournir de la vapeur saturée à la section d'essais. Le fluide frigorigène utilisé est le n-pentane dont la température de saturation est contrôlable. Le choix du n-pentane est principalement motivé par ses critères de similitude avec le R410A utilisé par la société CIAT qui gère le projet englobant cette étude [7], et par sa basse température de saturation égale à 36,06 °C à pression atmosphérique. Un fil chauffant (i.e. surchauffeur électrique), enroulé sur la tuyauterie entre le bouilleur et la section d'essais, permet de chauffer la vapeur du n-pentane au delà de sa température de saturation, afin d'éviter sa condensation et de contrôler sa température à l'entrée de la section d'essais. Cette section d'essais est un condenseur à plaques brasées fabriqué par CIAT et constitué de 2 canaux (i.e. 3 plaques) avec des points de contact, de diamètre hydraulique (i.e. distance maximale entre les corrugations) 4,4 mm et placé verticalement. Les caractéristiques géométriques de l'échangeur sont reportées sur la figure 2. Le fluide secondaire utilisé dans ce condenseur est l'eau distillée contrôlée en température grâce à un bain thermostaté et en débit grâce à un jeu de vanne. La circulation des deux fluides à travers ce condenseur se fait à contre-courant. À la sortie de la section d'essais, les condensats circulent à travers un post-condenseur qui permet de contrôler leur température en entrée du réservoir placé en son aval. Le rôle de ce réservoir est de stocker le n-pentane liquide, de stabiliser et d'imposer la pression en entrée du condenseur. Une pompe volumétrique à engrenages est utilisée pour transférer le n-pentane liquide du réservoir vers le bouilleur et assurer ainsi la continuité du pro-

cessus. Cette pompe a été sélectionnée à cause de son fonctionnement quasiment non impulsif, dans le but de minimiser les fluctuations de pression durant le fonctionnement de la boucle.

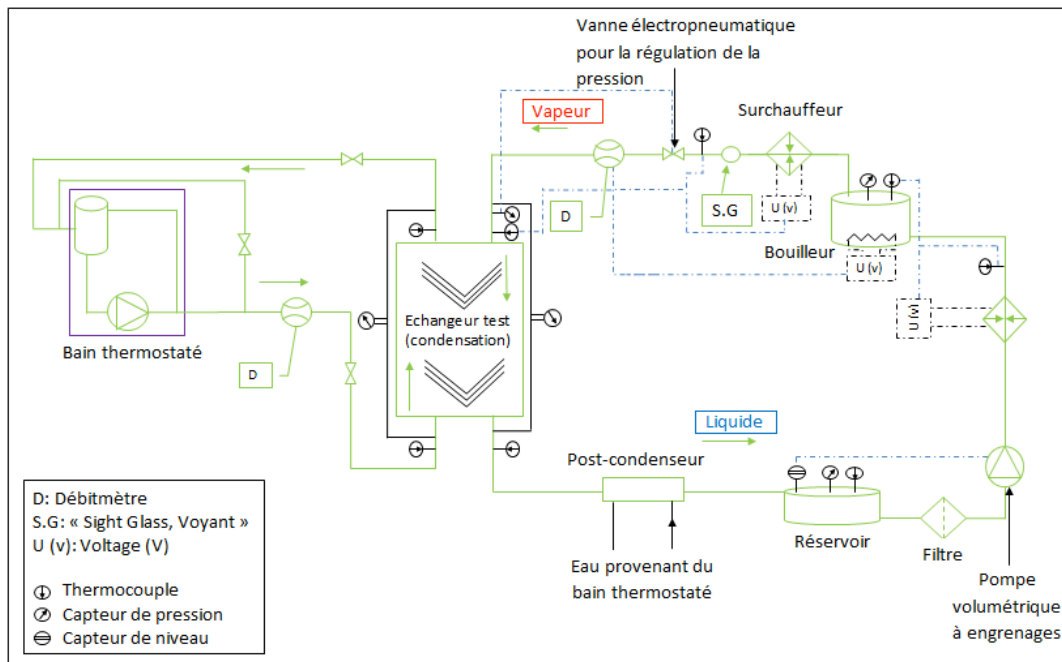


Figure 1 : Schéma de principe du dispositif expérimental.

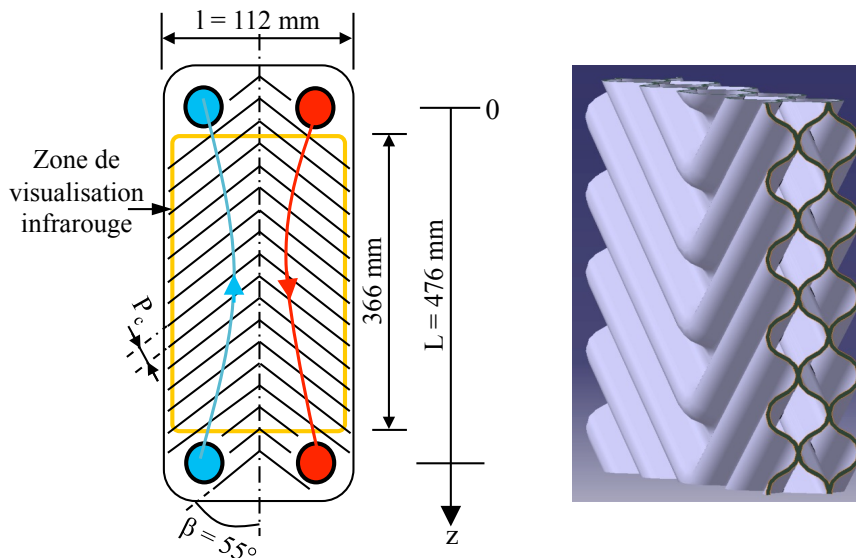


Figure 2 : Schémas représentatifs du condenseur à plaques brasées.

2.1.2. Instrumentation et métrologie infrarouge

Des thermocouples de type K permettent de mesurer les températures dans différents points des circuits du n-pentane et de l'eau, notamment en entrée et en sortie du condenseur, avec une précision de mesure de $\pm 0,1$ °C. Quatre capteurs de pression (3 absolus et 1 différentiel) sont utilisés. Les capteurs de pression absolus sont placés dans le bouilleur, le réservoir et à l'entrée du condenseur avec des précisions de mesure de $\pm 0,7$ %, $\pm 0,4$ % et $\pm 0,05$ % de leurs échelles maximales, respectivement, et le capteur de pression différentiel est placé entre l'entrée et la sortie du condenseur du côté fluide frigorigène avec une précision de mesure de $\pm 0,1$ %. Les

débits massiques du n-pentane et de l'eau sont mesurés grâce à deux débitmètres thermique et électromagnétique, avec des précisions de mesure de $\pm 2,7\%$ (de son échelle maximale) et de $\pm 0,15\%$ (de la valeur mesurée), respectivement. Toutes les mesures sont collectées par une centrale d'acquisition et affichées sur Labview. Une caméra infrarouge est placée en vis-à-vis du condenseur du côté fluide frigorigène, perpendiculairement à la surface observée (peinte en noir). L'utilisation de cette caméra associée à un traitement correctif de l'information [8] permet de déterminer les températures locales de la paroi externe du condenseur avec une précision de $\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$, et par conséquent les températures locales du n-pentane en contact avec la paroi interne du condenseur, le coefficient d'échange thermique externe entre la paroi externe du condenseur et l'air ambiant étant limitant. Ceci permet de donner des informations sur les distributions des phases et des transferts thermiques dans le condenseur.

2.2. Procédures expérimentales

Préalablement à la campagne d'essais, le coefficient d'échange thermique moyen h_e entre l'eau et les parois internes du condenseur a été déterminé expérimentalement. Avant de commencer les expériences de condensation, le n-pentane est tout d'abord bien dégazé. La puissance de chauffe au niveau du bouilleur est réglée selon le débit du n-pentane souhaité dans la boucle. Le débit et la température de l'eau sont ensuite choisis de sorte que la condensation du n-pentane soit complète dans le champ de vision de la caméra infrarouge, et de manière à assurer un écart minimal (i.e. pincement) de $1,5\text{ }^\circ\text{C}$ entre la température de saturation du n-pentane et la température de l'eau en sortie du condenseur afin de réduire les incertitudes sur les calculs de transferts thermiques. Une fois le régime stable est atteint, toutes les mesures (i.e. températures, pressions, débits) acquises dans les circuits des deux fluides sont enregistrées pendant quelques minutes, et des images infrarouges sont acquises pour la totalité du condenseur. La même procédure est répétée pour différentes surchauffes de la vapeur comprises entre 5 et $30\text{ }^\circ\text{C}$. Finalement, les données expérimentales et les images infrarouges de tous les points de fonctionnement sont traitées et les résultats obtenus sont montrés dans le paragraphe suivant.

3. Résultats et discussion

Dans ce paragraphe, les effets de la surchauffe de la vapeur et de la vitesse massique du n-pentane sur le comportement thermo-hydraulique du condenseur, notamment la distribution des phases vapeur et liquide et les transferts thermiques, sont mis en évidence et étudiés.

3.1. Distribution des phases

Comme les résultats correspondant aux différentes vitesses massiques du n-pentane sont qualitativement similaires, les résultats de la thermographie infrarouge sont montrés pour une seule vitesse massique. La figure 3 montre les images infrarouges acquises lors d'un écoulement de condensation du n-pentane avec une vitesse massique de $7,4\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, une température de saturation de $29\text{ }^\circ\text{C}$ (correspondant à la pression en entrée de l'échangeur) et cinq surchauffes de la vapeur comprises entre 5 et $30\text{ }^\circ\text{C}$. La température d'entrée et la vitesse massique choisies pour l'eau sont de $12\text{ }^\circ\text{C}$ et $57,3\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, respectivement. À noter que l'acquisition des images infrarouges commence à une position verticale située à 30 mm en dessous du centre de l'entrée du condenseur. On constate que la distribution des phases le long du condenseur peut être décomposée en quatre zones d'écoulement principales, selon les températures mesurées par la caméra infrarouge : la zone de désurchauffe de la vapeur (zone A + zone plus haute non détectée par la caméra infrarouge), la zone diphasique ou de condensation (zone B), la zone

de sous-refroidissement du liquide (zone C) et la zone passive (zone D + zone plus basse non détectée par la caméra infrarouge) dans laquelle aucun transfert thermique ne se produit entre les fluides primaire et secondaire en équilibre thermique. À noter que les transitions entre ces zones sont déterminées à partir du profil de température du fluide le long de l'échangeur (Fig. 3). La géométrie de la zone de désurchauffe de la vapeur dépend essentiellement de la configuration de l'entrée du condenseur et de la surchauffe de la vapeur. En effet, l'entrée du condenseur étant positionnée dans sa partie droite, la distribution du fluide en phase vapeur dans une section donnée de la partie supérieure du condenseur est alors non homogène. Par conséquent, la distribution des phases vapeur et liquide dans une section donnée au début de la zone de condensation est également non homogène. D'autre part, une augmentation de la surchauffe de la vapeur en entrée du condenseur entraîne une augmentation de la puissance thermique dégagée par chaleur sensible dans la zone de désurchauffe de la vapeur. Ainsi, cette zone s'élargit et la distribution de la vapeur devient moins inhomogène. Cependant, la fin de la zone de condensation augmente légèrement relativement à l'augmentation du flux de chaleur liée à la surchauffe de la vapeur. Cet aspect peut être expliqué par une amélioration des transferts thermiques dans cette zone avec l'augmentation de la surchauffe de la vapeur, comme sera montré dans le paragraphe suivant. À bien noter que, comme la paroi visualisée par la caméra infrarouge est exposée à l'air ambiant (i.e. du côté du transfert thermique limitant), la distribution des phases montrée par la caméra infrarouge ne représente pas nécessairement la distribution réelle des phases dans le condenseur. En effet, dans la zone de désurchauffe de la vapeur identifiée par la caméra infrarouge, il est fort probable qu'un film liquide se forme sur la paroi interne du condenseur (du côté de l'eau) dont la température est inférieure à celle de saturation. Cette zone peut ainsi faire partie de la zone de condensation [6, 5].

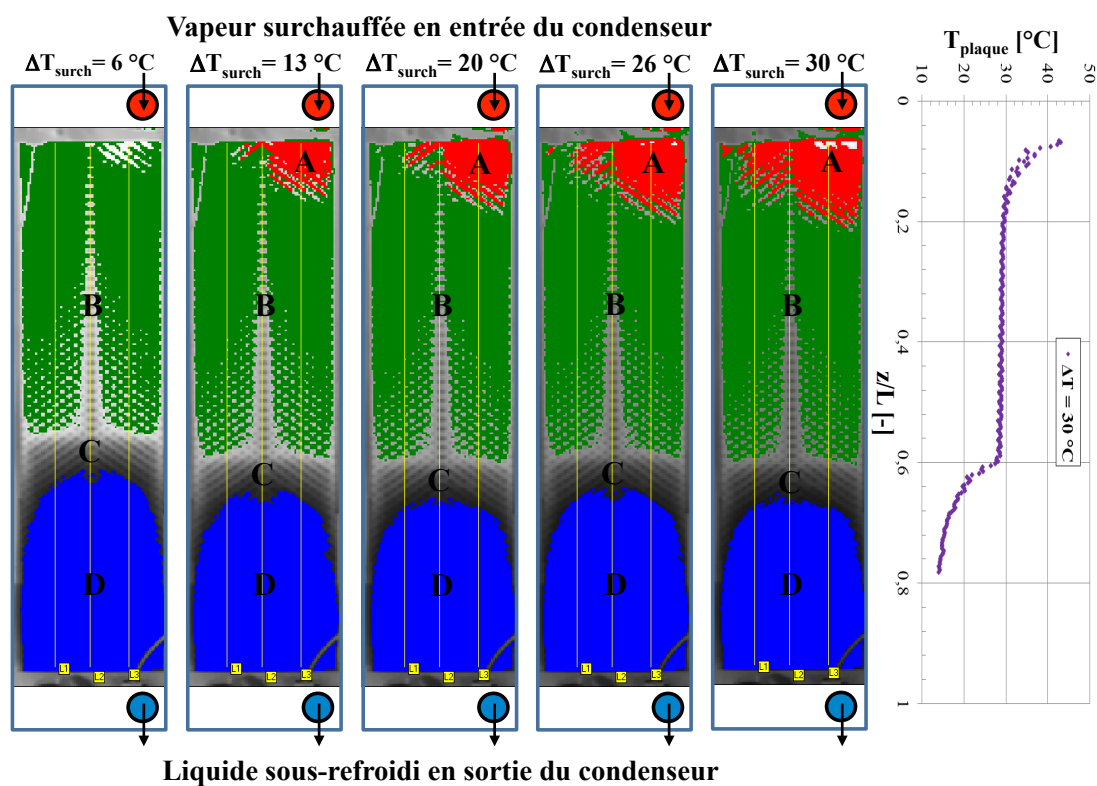


Figure 3 : Distribution des phases dans le condenseur à plaques brasées pour un écoulement de condensation du n-pentane avec une vitesse massique de $7,4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ et pour cinq surchauffes de la vapeur comprises entre 5 et 30 °C.

En conclusion, la visualisation infrarouge du condenseur a constitué une première étape de compréhension qualitative des transferts thermiques mis en jeu, ce qui a nécessité une deuxième étape de quantification de ces transferts thermiques présentée dans le paragraphe suivant.

3.2. Transferts thermiques

Connaissant les débits du n-pentane et de l'eau ainsi que leurs températures aux bornes du condenseur, la puissance thermique échangée entre ces deux fluides Φ_{tot} est calculée :

$$\Phi_{tot} = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,2} - T_{e,1}) \quad (1)$$

où \dot{m}_e est le débit massique de l'eau, $c_{p,e}$ est sa capacité thermique massique, et $T_{e,1}$ et $T_{e,2}$ sont ses températures d'entrée et de sortie aux bornes du condenseur, respectivement, la puissance thermique évacuée dans la zone passive étant nulle. Ainsi, la puissance thermique $\Phi_{des+cond}$, libérée dans la zone comprise entre le début du condenseur et la fin de la zone de condensation et liée à la désurchauffe de la vapeur et au changement de phase, peut être déduite de la puissance thermique Φ_{sr} , libérée dans la zone de sous-refroidissement du liquide et calculée par application du bilan enthalpique dans cette zone, comme suit :

$$\Phi_{des+cond} = \Phi_{tot} - \Phi_{sr} \quad (2)$$

$$\Phi_{sr} = \dot{m}_r c_{p,rl} (T_{sat} - T_{r,2}) = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,1'} - T_{e,1}) \quad (3)$$

où \dot{m}_r est le débit massique du n-pentane, $c_{p,rl}$ est la capacité thermique massique de sa phase liquide, T_{sat} et $T_{r,2}$ sont ses températures de saturation et de sortie du condenseur, respectivement, et $T_{e,1'}$ est la température de l'eau à la même position verticale que la fin de la zone de condensation du n-pentane. Le coefficient d'échange thermique moyen (i.e. global) dans la zone comprise entre le début du condenseur et la fin de la zone de condensation $h_{des+cond}$ peut alors être calculé à partir du système d'équations suivant :

$$\Phi_{des+cond} = U A_{des+cond} \Delta T_{LM} \quad (4)$$

$$U = \left(\frac{1}{h_{des+cond}} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$A_{des+cond} = L_{des+cond} l \quad (6)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{e,1'} - T_{e,2}}{\ln \left(\frac{T_{sat} - T_{e,2}}{T_{sat} - T_{e,1'}} \right)} \quad (7)$$

où U est le coefficient d'échange thermique global entre les deux fluides, e et k sont l'épaisseur et la conductivité thermique des plaques du condenseur, respectivement, $L_{des+cond}$ est la longueur de la zone comprise entre le début du condenseur et la fin de la zone de condensation et déduite des mesures infrarouges réalisées, l est la largeur du condenseur, et ΔT_{LM} est la différence de température logarithmique moyenne entre le n-pentane (supposé toujours à saturation) et l'eau.

La figure 4 montre les évolutions du coefficient d'échange thermique moyen $h_{des+cond}$ en fonction de la vitesse massique du n-pentane, pour une température de saturation correspondant à la pression en entrée de l'échangeur de 36.5 °C, pour différentes surchauffes de la vapeur et pour une même longueur de la zone comprise entre le début du condenseur et la fin de la zone de condensation (quasiment égale à la longueur totale du condenseur). Les courbes montrent deux comportements différents du coefficient d'échange moyen, quelle que soit la surchauffe

de la vapeur imposée : (1) un comportement purement gravitaire pour des vitesses massiques inférieures à $15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, dans lequel le coefficient d'échange moyen diminue significativement avec l'augmentation de la vitesse massique du n-pentane, et (2) un comportement de transition entre les comportements gravitaire et visqueux pour des vitesses massiques supérieures à $15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, dans lequel le coefficient d'échange moyen est moins sensible à la vitesse massique du n-pentane. Ces tendances ont également été observées par [2]. Pour le comportement purement gravitaire, le drainage du liquide dans le condenseur est piloté uniquement par les forces gravitaires qui sont dominantes par rapport aux forces visqueuses (représentées par le cisaillement interfacial). Dans ce cas, pour une même position de la fin de la zone de condensation, une augmentation de la vitesse massique du n-pentane implique nécessairement une augmentation de la densité surfacique moyenne du flux thermique prélevé (i.e. augmentation du taux de changement de phase) dans la même proportion. Cela induit un épaissement local des films liquides le long de la zone de condensation (i.e. une épaisseur moyenne des films liquides dans cette zone plus importante), et par conséquent une dégradation du coefficient d'échange moyen. Pour le comportement de transition, le drainage du liquide dans le condenseur est piloté simultanément par les forces gravitaires et les forces visqueuses. Dans ce cas, une augmentation de la vitesse massique du n-pentane pour une même position de la fin de la zone de condensation entraîne une intensification des forces visqueuses qui tendent à mincir les films liquides, notamment dans la zone de condensation où le titre massique en vapeur est relativement élevé (i.e. la vitesse de glissement à l'interface est importante). Cette interaction entre les écoulements liquide et vapeur compense la dégradation du coefficient d'échange moyen due à l'augmentation de la densité de flux expliquée précédemment. On constate par ailleurs que

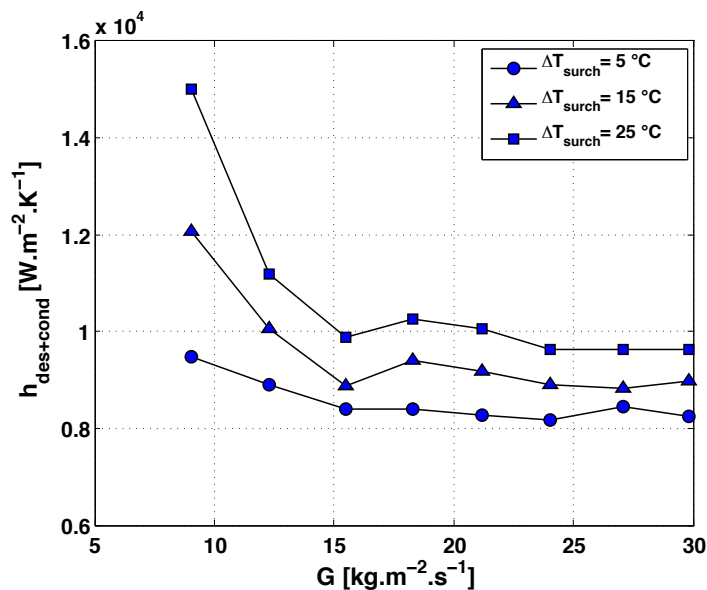


Figure 4 : Évolutions du coefficient d'échange thermique moyen dans la zone comprise entre le début du condenseur et la fin de la zone de condensation en fonction de la vitesse massique du n-pentane pour différentes surchauffes de la vapeur.

pour une même vitesse massique du n-pentane, l'augmentation de la surchauffe de la vapeur entraîne une augmentation du coefficient d'échange moyen. En effet, d'après Webb [5], le coefficient d'échange thermique local dans un écoulement de condensation avec un coeur de vapeur surchauffée est considéré comme une somme de deux termes. Le premier terme représente le coefficient d'échange thermique diphasique entre l'interface vapeur-liquide et la paroi interne du condenseur, et le deuxième terme représente le coefficient d'échange thermique monophasique

entre la vapeur surchauffée et l'interface, proportionnel à la surchauffe de la vapeur. Ainsi, pour une même vitesse massique du fluide, le coefficient d'échange local varie linéairement avec la surchauffe de la vapeur. Expérimentalement, une tendance linéaire différente a été obtenue pour chaque vitesse massique du n-pentane, justifiant ainsi la validité du modèle de Webb dans les condenseurs à plaques brasées.

4. Conclusions

Ce travail présente les effets de la surchauffe de la vapeur sur le comportement thermo-hydraulique d'un condenseur à plaques brasées à 2 canaux, de diamètre hydraulique 4,4 mm et placé verticalement, à partir d'une approche expérimentale. Le pentane a été sélectionné comme fluide frigorigène en raison de certaines similitudes de comportement thermo-hydraulique avec le R410A. La plage d'étude concerne des vitesses massiques de n-pentane inférieures à $30 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ et des surchauffes de la vapeur allant jusqu'à $30 \text{ }^\circ\text{C}$. L'utilisation de la métrologie infrarouge a permis la distinction de quatre zones principales de transferts de chaleur : une zone de désurchauffe de la vapeur, une zone de condensation, une zone de sous-refroidissement du liquide et une zone passive. Un effet amélioratif de la surchauffe de la vapeur sur la distribution des phases a été mis en évidence. Concernant les transferts thermiques, la variation du coefficient d'échange global (désurchauffe vapeur + condensation) avec la vitesse massique a permis de distinguer deux comportements principaux, pour lesquels le poids des forces gravitaires et visqueuses se distinguent sur le drainage du liquide. Si ces comportements sont peu sensibles à la surchauffe de la vapeur, on constate cependant une intensification des échanges de chaleur proportionnellement à la surchauffe de la vapeur. Une loi régissant l'évolution du coefficient directeur de cette linéarité en fonction de la vitesse massique du n-pentane reste à établir.

Références

- [1] L. Wang, B. Sundén, R. M. Manglik, Plate heat exchangers : design, applications and performance, WIT Press (2007) 2-10.
- [2] G. A. Longo, Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger, Int. J. of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 1079-1087.
- [3] W. S. Kuo, Y. M. Lie, Y. Y. Hsieh, T. F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 5205-5220.
- [4] Z.-Y. Shi, J.-P. Chen, V. Grabenstein, S. Kabelak, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, Heat and Mass Transfer 46 (2010) 1177-1185.
- [5] R. L. Webb, Convective condensation of superheated vapor, Journal of Heat Transfer 120 (1998) 418-421.
- [6] G. A. Longo, The effect of vapour super-heating on hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger, Exp. Thermal and Fluid Science 35 (2011) 978-985.
- [7] K. Sarraf, S. Launay, L. Tadrist, C. Marvillet, Critères de sélection de fluides de substitution pour l'étude de la condensation convective dans des échangeurs à plaques, Société Française de la Thermique Tome 2 (2012) 942-949.
- [8] K. Sarraf, S. Launay, L. Tadrist, Investigation of local heat transfer in plate heat exchanger using infrared thermography, 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Lisbon, Portugal, June 16-20, 2013.