

# Investigation des transferts thermiques locaux dans un échangeur à plaques par thermographie infrarouge

Kifah SARRAF<sup>1</sup>, Stéphane LAUNAY<sup>1</sup>, Lounès TADRIST<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Aix-Marseille Université, Laboratoire IUSTI, UMR CNRS 7343, Marseille cedex 13, France.

## Résumé

Cette étude concerne l'optimisation des échangeurs à plaques ondulées en modes condenseur ou évaporateur. En raison du peu d'études se concentrant sur des approches locales des écoulements et des échanges au sein de ces composants, la quantification des gains d'amélioration de leurs performances thermiques s'avère difficile. Nous présentons dans cette étude la méthodologie qui a été développée dans le but d'investiguer la distribution des transferts thermiques dans ce type d'échangeur. Dans cette méthodologie, nous procédons à l'identification des grandeurs thermiques en comparant les mesures obtenues par métrologie infrarouge à celles issues d'un modèle physique des transferts thermiques établi sur un motif représentatif de l'échangeur.

## 1. Introduction

Les échangeurs à plaques brasées sont des échangeurs thermiques formés d'un ensemble de plaques à surface ondulée empilées les unes sur les autres. Initialement utilisé pour les transferts thermiques en écoulement monophasique, cet échangeur a par la suite été transposé aux applications avec changement de phase sans réelle modification de géométrie compte tenu de la méconnaissance du changement de comportement thermo-hydraulique. Le brasage par le biais de feuillards en cuivre assure l'étanchéité et la tenue mécanique à des pressions de service élevées (30-40 bars). Ce type d'échangeur est aujourd'hui largement utilisé dans les pompes à chaleur (PAC) réversibles ou non en modes condenseur et/ou évaporateur, et leur performance est sensible à la qualité des échanges thermiques du côté fluide frigorigène. Pour l'application des PAC, les gains d'efficacité de la PAC sont sensiblement dépendants de la performance du condenseur. L'optimisation de ce type d'échangeur présente ainsi un potentiel significatif de réduction des consommations énergétiques et d'amélioration des performances des PAC associées.

Diverses voies d'optimisation de ce type d'échangeur sont envisagées : l'amélioration de la distribution du fluide entre les multiples canaux qui constituent l'échangeur a beaucoup été travaillé pour la fonction évaporateur alors que l'amélioration de la distribution du fluide au sein d'un canal et l'intensification des échanges locaux par une modification des structures d'écoulements liées à la géométrie des ondulations restent des voies d'optimisation intéressantes. Ces voies d'optimisation des échangeurs-condenseurs sont régies par diverses difficultés, en rapport avec les contraintes de formes liées au processus de fabrication, à la problématique d'encrassement des canaux, et à la complexité des structures d'écoulement dans ces échangeurs tridimensionnels. L'optimisation ne peut se faire qu'avec une meilleure connaissance des mécanismes de transfert thermo-hydraulique avec changement de phase au sein de l'échangeur.

Dans la littérature, on trouve de nombreuses études portant sur la caractérisation des performances thermo-hydrauliques de manière « globale » des échangeurs à plaques (Yan et *al.* [1], Han et *al.* [2], Meziani et *al.* [3], Djordjevic et *al.* [4] et Longo [5]). Ces études ont permis d'établir des corrélations prédictives de coefficients d'échange global pour certaines conditions opératoires (pression, flux massiques ...). Spécifiques à chacun des « designs » d'échangeur à plaques (motifs, angle, épaisseur des corrugations, ...) et pour le fluide frigorigène utilisé, ces corrélations font émerger l'importance d'un certain nombre de propriétés thermo-physiques du fluide (conductivité thermique, la capacité massique thermique ...). Bien que ce processus de caractérisation traditionnel soit fiable, celui-ci est peu adéquat pour développer des configurations d'échangeurs plus performants.

Les modèles physiques avancés permettent d'établir des méthodes prédictives des performances des échangeurs. Pour élaborer ce type de modèle, il est nécessaire de mettre en place une base physique déduite de l'analyse expérimentale. Dans cet objectif, divers auteurs ont mené des études dites « locales » (instrumentation, visualisation ...). Parmi les approches locales sur ce type d'échangeur, on trouve des travaux basés sur de l'observation des écoulements diphasiques eau-air (Vlasogiannis et al.[6] et Volker & Kabelac [7]) pour un échangeur à plaques formé d'un seul canal constitué avec une plaque transparente. Il est établi une cartographie des structures d'écoulement en fonction des vitesses d'air et d'eau de ces études. Asano et al. [8] et [9] ont utilisé la visualisation neutronique pour caractériser la distribution 2D du taux de vide moyen pour l'ébullition du R141b et pour un écoulement adiabatique air/eau. Ces études montrent une dissymétrie de la distribution des phases dans le canal de l'échangeur, liée à la configuration géométrique de la plaque et aux conditions diphasiques en entrée du canal. Plus récemment Freund & Kabelac [10] ont mis au point une technique expérimentale, basée sur de la visualisation infrarouge, permettant de caractériser la distribution spatiale (taille du pixel de 0.5 mm) du coefficient d'échange convectif pour un écoulement monophasique (eau) à l'ensemble de l'échangeur. Cette technique consiste à chauffer périodiquement avec des lampes halogènes la plaque ondulée supérieure d'un seul canal de l'échangeur, et par suite, à relever le signal de réponse par la caméra infrarouge. Bien que le coefficient d'échange moyen, obtenu par intégration du coefficient d'échange locale à tout le champ de vision de la camera, soit en bon accord avec celui calculé par une approche globale (Méthode DTLM), aucun détail n'est donné quant à la procédure de traitement du signal thermique radiatif. La visualisation infrarouge est effectuée sur une plaque non plane (ondulée) d'émissivité potentiellement non homogène, en relation avec la qualité du dépôt de peinture « noire » en surface. L'imagerie infrarouge a également été utilisée par Yang et al. [11] afin d'investiguer la distribution des phases liquide/vapeur du R-410A en régime d'ébullition convective à partir de la caractérisation du coefficient d'échange. L'étude est menée sur un échangeur à plaques comportant 3 canaux, avec le fluide diphasique dans le canal central. La caractérisation du coefficient d'échange local dans la zone diphasique du R-410A est obtenue à partir d'un bilan énergétique effectué sur un motif de la plaque. Ce bilan est dépendant des températures de la paroi, déduites des mesures de flux thermiques radiatifs, et pour lesquelles aucune procédure de traitement n'est explicitée.

Aux vues de ces études, la métrologie infrarouge est une technique intéressante par son caractère non intrusif, sa facilité de mise en œuvre, son faible impact sur la distribution des flux de chaleur au sein de l'échangeur, etc. Si cette technique nous paraît bien adaptée pour appréhender les mécanismes thermo-hydrauliques au sein d'un échangeur à plaques, à travers la caractérisation des échanges thermiques locaux, il faut être particulièrement rigoureux quant au post-traitement de l'image thermique d'une plaque ondulée d'émissivité plus ou moins homogène.

Nous présentons dans cette étude la méthodologie qui a été développée dans le but d'investiguer la distribution des transferts thermiques dans un échangeur à plaques en mode condenseur. Dans cette méthodologie, nous procédons à l'identification des grandeurs mesurées et post-traitées à celles issues d'un modèle physique des transferts thermiques sur un motif représentatif de l'échangeur. Cette mise en œuvre a d'abord été conduite sur des écoulements monophasiques dans une certaine plage de débits et de températures afin de valider cette approche, d'en définir les grands principes, les précautions expérimentales à tenir, et les limites opérationnelles.

## **2. Principes de la méthode d'identification des transferts thermiques**

Dans cette étude, nous nous intéressons à l'utilisation de la métrologie IR en vue de cartographier la qualité des transferts thermiques au sein d'un échangeur à plaques. Le fait que la géométrie de la plaque observée par la caméra IR est non plane ajoute une complexité non négligeable sur la méthode de caractérisation. Diverses considérations doivent être évaluées, et un soin particulier aux mesures doit être mené afin d'augmenter la sensibilité de la métrologie à l'observation d'une faible variation des transferts thermiques localement. Avant d'appliquer cette métrologie aux écoulements diphasiques, il est nécessaire d'effectuer la calibration de cette méthode. Pour cela, nous allons nous appuyer sur les tests expérimentaux conduits sur des écoulements monophasiques bien maîtrisés. Un

banc d'essais spécifique a été développé pour la caractérisation globale des performances thermo-hydrauliques des écoulements monophasiques liquide (eau) au sein des échangeurs à plaques. Cette caractérisation consiste en l'identification des pertes de charge, et en la détermination du coefficient d'échange global ( $U$ ) de l'échangeur et du coefficient d'échange convectif ( $h$ ) au sein de l'écoulement d'eau. Dans ce paragraphe, nous présentons le protocole de correction du signal infrarouge issue de la plaque ondulée, et la méthode d'identification permettant de caractériser la distribution des transferts thermiques au sein de l'échangeur

## 2.1. Description de l'échangeur et du banc d'essais

Deux prototypes d'échangeur ont été fabriqués spécifiquement par l'industriel CIAT pour conduire cette étude. Les prototypes 1 et 2 sont composés respectivement de 3 et 4 plaques brasées, formant ainsi 2 et 3 canaux. Le prototype 1 présente l'intérêt de permettre la visualisation infrarouge sur les 2 écoulements (chaud et froid) par les faces externes, alors que le prototype 2 assure une symétrie des conditions limites surfaciques pour l'écoulement dans le canal central. Les caractéristiques des plaques en chevron et du schéma d'écoulement des fluides à contre-courant sont présentés sur la figure 1. Les caractéristiques principales de cette plaque ne peuvent être données en raison des accords de confidentialité avec le partenaire CIAT.

Le banc d'essais pour la caractérisation globale de l'échangeur et pour la mise au point de la métrologie infrarouge est un montage simple. Il comprend deux boucles fluides dont les températures en amont de l'échangeur sont contrôlées par deux bains cryothermostatés, et dont les débits circulants peuvent être modifiés à partir de vannes de type baïonnette. Les mesures de débit sont relevées par un débitmètre électromagnétique (débit  $\pm 0.15\%$ ) du côté du fluide chaud et un débitmètre à turbine (débit  $\pm 2\%$ ) pour le fluide froid. Ces deux débitmètres ont été préalablement étalonnés simultanément. Des mesures de températures à partir de thermocouple de type T sont effectuées aux entrées et sorties de chaque canal de l'échangeur. Ces thermocouples avec toute la chaîne d'acquisition ont été étalonnés simultanément à partir d'un des bains cryothermostatés, présentant une stabilité et une homogénéité de température de  $0,01^\circ\text{C}$ . Toutes ces mesures sont collectées par une centrale d'acquisition Compact RIO de National Instrument et piloté par Labview. La caméra infrarouge utilisée est une « Infratec, Jenoptik » de résolution graphique  $288 \times 384$  pixel avec son logiciel de pilotage et d'acquisition « IRBIS ® 3 Professional ». La résolution en température est de  $0,04^\circ\text{C}$ . Les tests seront conduits pour une plage de débits compris entre 14 et 180 l/h, pour des températures de travail comprises entre 25 et  $50^\circ\text{C}$ , et des écarts de températures entre fluides en entrée d'échangeur compris entre 5 et 10 K.

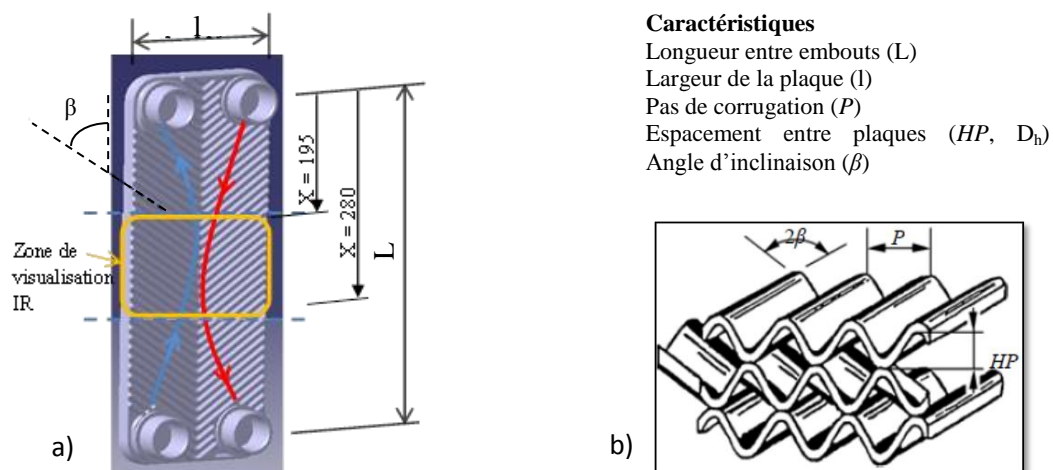


Figure 1 : a) Caractéristiques de la plaque et schéma des écoulements des fluides à contre-courant – b) vue 3D d'un motif de l'échangeur à plaques.

## 2.2. Protocole de traitement du signal infrarouge

Afin de clarifier la méthodologie développée, l'étude présentée est menée sur le prototype 1.

La métrologie infrarouge est très sensible à la qualité de l'état de surface de la paroi observée : dispersion des caractéristiques radiatives telles que l'émissivité, l'absorptivité, la réflectivité. Différents types de dépôt de peinture noire (d'émissivité proche de 1) ont été réalisés sur la paroi ondulée de l'échangeur en jouant sur la rugosité de la surface, la technique de dépôt, et le nombre de couches appliquées. La qualité de ces différents dépôts, en termes d'homogénéité et de valeur s'approchant de 1, a été analysée à partir de la caméra IR.

La figure 2 présente une visualisation IR de la plaque ondulée avec un dépôt lorsque les écoulements d'eau sont l'un et l'autre, portés à une température de 45°C (le système est isolé de tout flux radiatif parasite). En toute vraisemblance, la température de paroi doit être uniforme sur toute la plaque (température contrôlée avec un thermocouple en surface). Cependant, nous observons une restitution des ondulations par l'image thermique de la caméra IR. Une coupe transversale aux ondulations a été effectuée afin de quantifier l'amplitude des variations de température (après conversion du rayonnement) et leur homogénéité. L'amplitude relevée pour ces conditions opératoires peut atteindre 0.8 K sur un motif représentatif de l'échangeur. Le flux radiatif (température apparente) est maximum au niveau des pans inclinés de l'ondulation et est minimum aux creux et crêtes de l'ondulation. Cette distorsion entre le flux radiatif émis et la température réelle de la plaque est la résultante de la non homogénéité de l'émissivité de la plaque (liée à la difficulté d'assurer un dépôt homogène de la peinture noire) et au facteur de forme existant entre la plaque non plane et la cellule de mesure de la camera. Afin de limiter ces effets sur la conversion du flux radiatif en température, une routine a été mise en place pour établir une matrice de coefficients de correction pour chaque pixel et à différents niveaux de température ( $T_{P,R}$ ) entre 30 à 70 °C. Le facteur correctif a été calculé avec la formulation suivante :

$$F_c(i, j, T_{P,R}) = \frac{T_{P,IR}(i,j)^4 - T_a^4}{T_{P,R}^4 - T_a^4} \quad (1)$$

où  $T_{P,IR}(i, j)$  est la température de la plaque au pixel  $(i, j)$  mesurée par la caméra infrarouge,  $T_{P,R}$  la température réelle de la plaque (température indiquée par les thermocouples sur la paroi et par les bains cryothermostatés), et  $T_a$  est la température de l'air ambiant. Le facteur correctif forme une matrice 3D (en espace et en température).

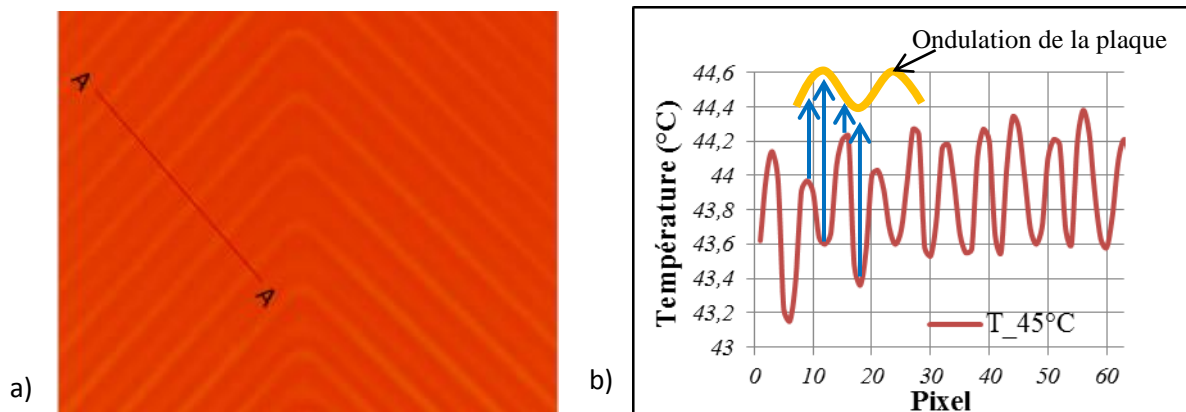


Figure 2 : a) visualisation infrarouge de la plaque ondulée maintenue à une température uniforme de 45°C – b) profil de la température résultant de la mesure du flux radiatif suivant la ligne A-A

### 2.3. Protocole d'identification des transferts thermiques en écoulement monophasique

Pour l'étude en mode de transfert thermique entre fluides, il suffit de générer un écart de température entre les bains et de régler les débits des deux boucles fluides. Afin d'obtenir des résultats de références sur la caractérisation thermo-hydraulique globale, les conditions de tests sont les suivantes : les températures des bains chaud et froid sont respectivement 32 et 27 °C, et les débits fluide varient entre 50 et 250 l/h. Les coefficients d'échanges moyens à toute la plaque, calculés à partir de la méthode « Wilson Plot », sont alors compris entre 5000 et 11000 W/m<sup>2</sup>.K.

Les figures 3a et 3b présentent respectivement les images thermiques obtenues par caméra infrarouge avant et après l'application du facteur correctif  $F_c$  développé dans le paragraphe 2.2. La face observée est celle relative au canal chaud, et la région présentée est située dans la région centrale de l'échangeur (voir figure 1). Pour ces images, les conditions opératoires sont les suivantes :  $T_{fc} = 40$  °C,  $T_{ff} = 30$  °C,  $débit_{fc} = 98$  l/h,  $débit_{ff} = 182$  l/h, où les indices fc et ff représentent respectivement le fluide chaud et le fluide froid.

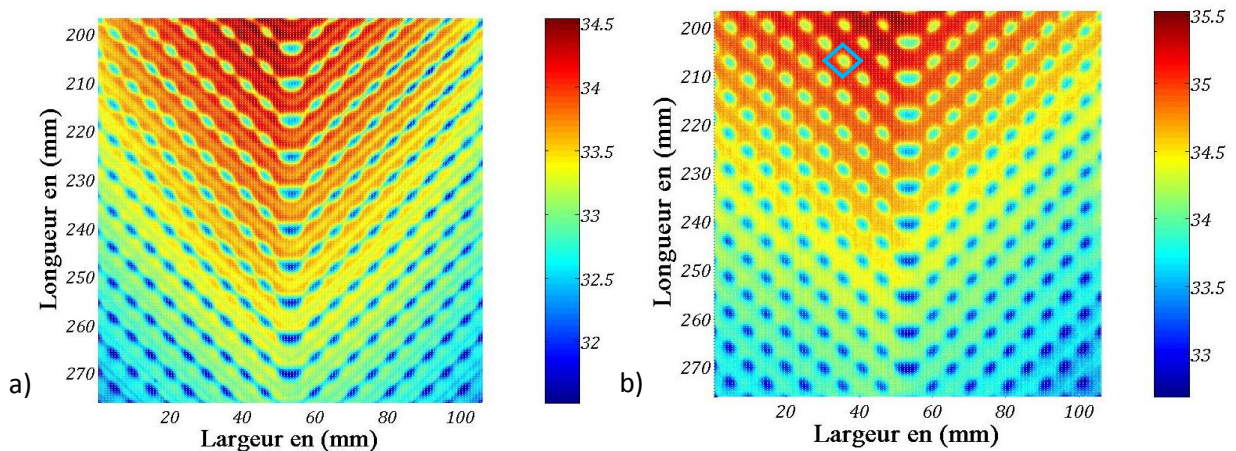


Figure 3 : cartographie de la partie centrale de la plaque pour un débit chaud de 98 l/h et un débit froid de 182 l/h : a) imagerie IR brute - b) imagerie IR après application du facteur correctif  $F_c$

Sur la figure 3.b, on observe une répétition de motifs avec des zones circulaires de températures relativement froides par rapport aux surfaces qui l'entourent. Ces zones circulaires représentent les points de contact (points de brasure) entre les deux plaques formant le canal chaud. Ce motif, caractérisé par un losange de cadre bleu, est-il représentatif d'un schéma thermique spécifique ? De par cette configuration d'échangeur à deux canaux, les points de brasure agissent comme des puits thermiques (figure 4.a).

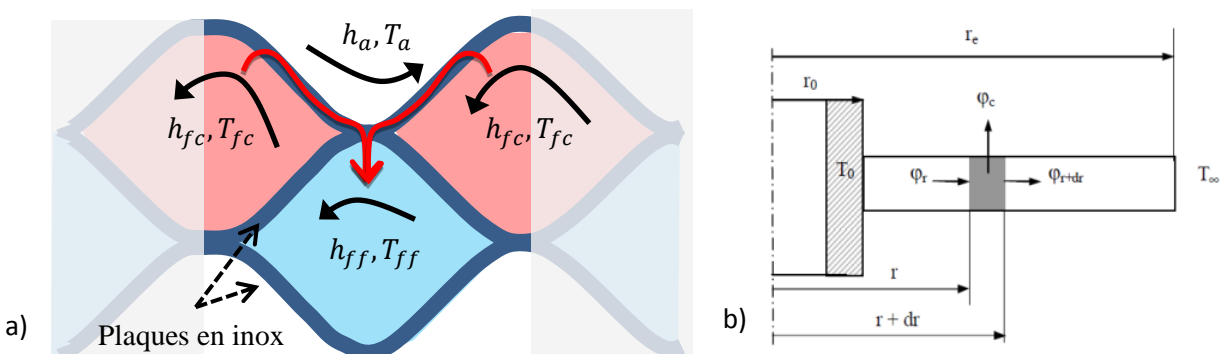


Figure 4 : a) schéma des transferts thermiques au niveau d'un motif représentatif. b) coupe radiale d'une ailette circulaire avec bilan énergétique montrant l'analogie du transfert thermique

Ainsi, une partie du flux de chaleur échangé entre le fluide chaud et le fluide froid, est transférée par conduction dans la plaque chaude (face présentée à la caméra infrarouge), puis à travers le point de contact jusqu'au fluide froid. Ce type de transfert de chaleur semble comparable à celui existant pour

une ailette circulaire (figure 4.b). Par analogie, le diamètre du tube central correspond à celui du point de contact. Le calcul du diamètre de l'ailette peut être effectué sur la base de surface d'échange équivalente ou d'efficacité équivalente (Perrotin & Clodic [12]). Pour notre système et nos conditions opératoires, le diamètre extérieur obtenu y est peu sensible. Notre calcul se fera sur la base d'une surface d'échange équivalente.

Sur ce type de schéma thermique, l'équation différentielle de transferts de chaleur au niveau d'une ailette circulaire s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \left(\frac{1}{r}\right) * \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{(h_{fc} + h_a)}{\lambda * e} * T = - \frac{h_{fc} * T_{fc} + h_a * T_a}{\lambda * e} \quad (2)$$

où  $h_{fc}$  et  $h_a$  sont respectivement les coefficients d'échanges convectifs avec la plaque, soit avec le fluide chaud, soit avec l'air extérieur.  $T_{fc}$  est la température du fluide chaud. Dans ce modèle, nous considérons des valeurs de  $h_{fc}$  et  $T_{fc}$  moyennées sur chacun des motifs représentatifs.

La solution de cette équation est une fonction de Bessel qui dépend des conditions aux limites considérées. Du fait de la répétition du motif représentatif du schéma thermique au niveau de la plaque observée, nous considérons qu'il n'y a pas de transfert de chaleur entre motifs. Ainsi, pour notre problème, nous utilisons les conditions aux limites suivantes :

$$T|_{r=r_0} = T_{p_c} \quad \text{et} \quad \frac{\partial T}{\partial r}|_{r=r_e} = 0$$

où  $T_{p_c}$  est la température moyenne au point de contact calculée à partir des mesures. La résolution de cette équation nécessite de connaître les grandeurs  $h_{fc}$  et  $T_{fc}$ . La température en extrémité de l'ailette obtenue par le modèle peut être alors comparée à la température moyenne calculée à partir des mesures relevées aux extrémités du motif représentatif (cadre bleu sur la figure 3.b). Les dispersions des mesures de températures autour de ces moyennes sont relevées à 0.08K. Par identification du modèle avec les mesures, on peut ainsi caractériser différentes grandeurs moyennées dans cette zone, que ce soit la température du fluide  $T_{fc}$ , ou bien le coefficient d'échange convectif  $h_{fc}$ . Deux approches sont alors possibles : 1/ la température du fluide  $T_{fc}$  est connue, et  $h_{fc}$  est déduit de l'identification ; 2/ le coefficient d'échange  $h_{fc}$  est connue et  $T_{fc}$  est déduit de l'identification.

Pour la première approche, l'équation du profil de température du fluide le long de l'échangeur est déterminée à partir des équations de bilan d'énergie et de transfert de chaleur entre deux écoulements à contre-courant dont la solution est :

$$T_{fc}(x) = T_{fc_{entrée}} - \frac{1}{\dot{m}_{fc} * Cp_{fc} * M} * (T_{fc_{entrée}} - T_{ff_{sortie}}) * (e^{U * M * P * x} - 1) \quad (3)$$

avec  $M = -\frac{1}{\dot{m}_{ff} * Cp_{ff}} - \frac{1}{\dot{m}_{fc} * Cp_{fc}}$ ,  $U$  le coefficient d'échange global de l'échangeur et  $P$  le périmètre de la section de la plaque.

Cette première approche ne nous a pas permis de caractériser des valeurs physiques pour  $h_{fc}$  en certains points de la plaque en raison d'écarts de températures négatifs entre le fluide chaud ( $T_{fc}$  déterminée par l'équation 3) et la paroi (température mesurée par la camera IR). D'après l'équation différentielle (2), il y a un fort couplage entre  $T_{fc}$  et  $h_{fc}$ . La figure 4 présente la sensibilité du modèle au couple ( $T_{fc}$ ,  $h_{fc}$ ). Dans notre domaine d'étude, le coefficient d'échange convectif déterminé globalement par la méthode « Wilson plot » a une valeur de 7000 à W/m<sup>2</sup>.K. Pour cette valeur, l'écart de température entre le fluide et la paroi obtenu par le modèle est de 0.1 K. Ainsi, pour caractériser le coefficient d'échange convectif localement, il est nécessaire d'avoir une connaissance précise de la température du fluide en ce point. L'utilisation du profil théorique de  $T_{fc}$  obtenu par l'équation (3) ne peut permettre une telle précision en raison d'une configuration d'échangeur asymétrique des entrées et sorties fluides (figure 1). Des simulations numériques complémentaires réalisées sur l'échangeur réel ont mis en évidence différents phénomènes, dont celui de la mal-distribution des débits fluide en

entrée et sortie du canal sur une longueur significative. Ce phénomène contribue à la dispersion du profil de température du fluide à une longueur donnée de l'échangeur.

Pour la deuxième approche, il s'agit de fixer le coefficient d'échange  $h_{fc}$ , puis d'estimer la température du fluide  $T_{fc}$  par identification entre les résultats du modèle et les mesures. Le coefficient  $h_{fc}$  est intimement dépendant du flux massique local. Excepté dans les zones situées en entrée et sortie de canal, le flux massique est homogène dans toute la section du canal, et par conséquent, le coefficient d'échange l'est également. Ainsi, en prenant la valeur de  $h_{fc} = 7000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , déterminée

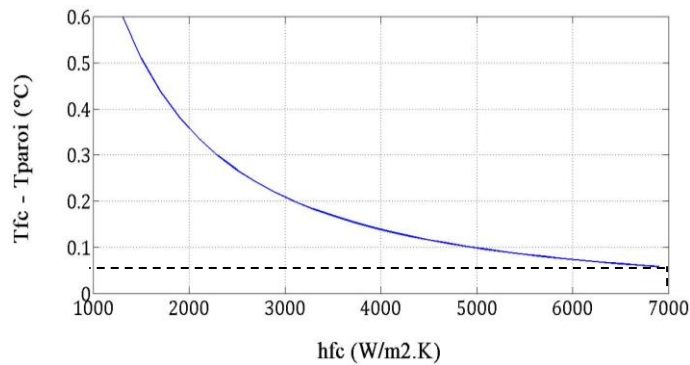


Figure 4 : variation de l'écart de température entre fluide (eau) et paroi en fonction du coefficient d'échange (eau)

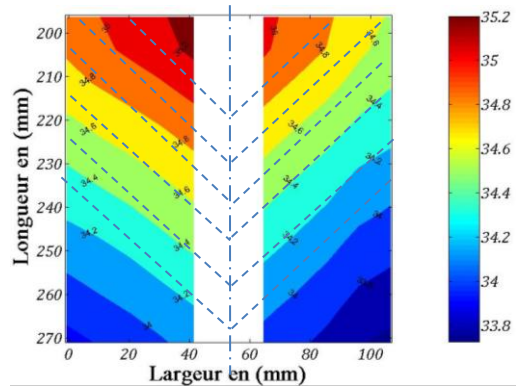


Figure 5 : iso-températures du fluide chaud au centre de l'échangeur déduit de la méthode d'identification

par la méthode globale, il est possible de remonter à la distribution de la température du fluide au sein du canal ( $T_{fc}$ - $T_{paroi}$  de l'ordre de 0.05 K). A partir de la figure 4, on peut noter qu'une incertitude de 10% sur le coefficient d'échange n'entraîne qu'une variation de 0.01 K sur la température du fluide. Sur cette approche, il a été déduit, motif par motif, la distribution de la température du fluide chaud le long de l'échangeur. La figure 5 représente les iso-températures du fluide chaud au centre de la plaque (voir zone de visualisation sur la figure 1) pour un débit de fluide chaud de 98 l/h. On ne peut appliquer cette méthode sur la zone centrale de la plaque en raison d'un motif différent des transferts de chaleur dans cette zone (taille des points de contact plus importante), ce qui explique la zone blanche au centre du graphique. Les lignes en pointillée représentent l'inclinaison des corrugations de l'échangeur. On constate ainsi que l'inclinaison des lignes iso-température est supérieure à celle des corrugations. Cette distribution de la température du fluide est une conséquence de la distribution hétérogène du fluide en entrée et sortie de canal, dont l'inclinaison des iso-températures est d'autant plus importante que le nombre de Reynolds relatif à l'écoulement est faible. En effet, à partir de simulations numériques préalables sur la caractérisation des structures d'écoulement au sein des échangeurs à plaques, l'écoulement est de type hélicoïdal le long de l'échangeur pour les bas Reynolds, alors que cet écoulement suit majoritairement les corrugations pour les forts Reynolds.

Si les écarts de température du fluide sur la largeur de la plaque sont relativement faibles au centre de l'échangeur, celles-ci sont plus accentuées dans les zones d'entrées et sortie du canal. Dans une prochaine étape, la visualisation infrarouge simultanée des deux faces du canal nous permettra de remonter à la distribution de température des fluides chaud et froid. Ainsi, il sera possible de quantifier l'impact de la mal-distribution des fluides sur le flux thermique échangé localement.

### 3. Conclusion et perspectives

Dans cette étude, il a été présenté la méthode d'identification mise en œuvre pour caractériser la distribution des transferts thermique au niveau d'un échangeur à plaques ondulées. Les températures obtenues à partir d'un traitement des mesures de rayonnement infrarouge sont comparées aux résultats d'un modèle physique des transferts thermiques relatif à un motif spécifique de notre échangeur. L'originalité de décomposer les transferts thermiques d'une géométrie complexe d'échangeur en éléments simples mais néanmoins représentatifs participe à favoriser l'analyse des mécanismes locaux.

Un soin particulier aux mesures a été mené afin d'augmenter la sensibilité de la métrologie à l'observation d'une faible variation des transferts thermiques localement. Cette méthode a montré la difficulté d'estimer simultanément la température du fluide et le coefficient d'échange par motif pour les écoulements monophasiques en raison d'un couplage évident entre ces paramètres. Cette difficulté devrait être levée pour les écoulements à changement de phase liquide-vapeur pour lesquels la température de changement de phase peut être déterminée à partir de la pression de saturation. L'utilisation de cette méthode pour ce type d'écoulement constitue la prochaine étape de notre étude.

### Remerciements

Nous remercions l'organisme public OSEO pour le financement de cette étude, intégrée dans le projet « Vaicteur Air<sup>2</sup> », ainsi que notre partenaire industriel CIAT pour l'élaboration des prototypes d'échangeur.

### Références

- [1] Yan, Y.-Y., Lio, H.-C. & Lin, T.-F., "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger", Volume 42, pp. 993-1006, 1999.
- [2] D.-H. Han, K.-J. Lee et Y.-H. Kim, "The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles", Journal of the Korean Physical Society, pp. 66-73, 2003.
- [3] Meziani, S. et al., "Condensation dans les Échangeurs à Plaques Brasées EXEL", Paris, s.n, 2004.
- [4] Djordjevic, E., Kabelac, S. & Šerbanović, S. P., "Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R-134a condensation in a plate heat exchanger", Chemical Papers, 62(1), pp. 78-85, 2008.
- [5] Longo, G. A., "R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger", Experimental Thermal and Fluid Science, 33(2), pp. 284-291, 2009.
- [6] Vlasogiannis, P., Karagiannis, G., Argyropoulos, P. & Bontozoglou, V., "Air-water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger", International Journal of Multiphase Flow, 28(5), pp. 757-772, 2002.
- [7] Volker, G. & Kabelac, S., "Experimental investigations and modelling of condensation in plate heat exchangers", Washington, s.n., 2010.
- [8] Asano, H., Takenaka, N. & Fujii, T., "Flow characteristics of gas-liquid two-phase flow in plate heat exchanger: (Visualization and void fraction measurement by neutron radiography)", Experimental Thermal and Fluid Science, 28(2-3), pp. 223-230, 2004.
- [9] Asano, H., Takenaka, N., Wakabayashi, T. & Fujii, T., "Visualization and void fraction distribution of downward gas-liquid two-phase flow in a plate heat exchanger by neutron radiography", Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, 542(1-3), pp. 154-160, 2005
- [10] S. Freund and S. Kabelac, "Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53, p. 3764-3781, 2010.
- [12] Perrotion, Thomas & Clodic, Denis, "Fin efficiency calculation in enhanced Fin-And-Tube heat exchangers in dry conditions", International Congress of Refrigeration. Washington, D.C., 2003.
- [11] Yang, C.-Y., Lin, Y.-H. & Hsu, T.-W., "An Experimental Investigation on Refrigerant-Water Flow Distribution and Local Heat Transfer Performance in Plate Heat Exchangers", Naples, s.n., 2012.