

# Analyse des transferts thermo-hydrauliques locaux dans un échangeur à plaques

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

<sup>1</sup>Aix-Marseille Université, CNRS, IUSTI UMR 7343, 13013 Marseille, France

\* (auteur correspondant : [kifah.sarraf@etu.univ-amu.fr](mailto:kifah.sarraf@etu.univ-amu.fr))

**Résumé** - Cet article présente une étude par simulations numériques des transferts thermo-hydrauliques dans un échangeur à plaques brasées. Les résultats des simulations ont été validés par comparaison avec les résultats de l'étude expérimentale. Un changement dans la tendance du coefficient de friction et dans le transfert de masse a été déduit pour  $Re \approx 200$ . L'étude à l'échelle d'une cellule représentative de l'échangeur permet de corrélérer la variation du coefficient de friction avec  $Re$  avec celle des structures d'écoulement.

## 1. Introduction

Les échangeurs à plaques brasées (BPHE) sont largement utilisés dans les procédés industriels, l'industrie alimentaire (pasteurisation du lait), le refroidissement de l'huile-moteur, les pompes à chaleur etc. Ils sont privilégiés dans les systèmes de récupération d'énergie notamment pour leur efficacité élevée et leur compacité [1]. En général, ils sont utilisés pour les phénomènes de transferts thermiques en écoulement monophasique ou avec changement de phase pour des configurations de transfert en co-courant ou contre-courant. Concernant les écoulements monophasiques, on trouve dans la littérature diverses approches expérimentales de caractérisation globale du coefficient de friction et des échanges thermiques pour différents BPHE. La plupart de ces études ont établi des corrélations prédictives du coefficient d'échange global pour une géométrie spécifique du BPHE (angle d'inclinaison des chevrons, amplitude de l'ondulation...), valable sous certaines conditions de fonctionnement (débit massique, plage de température ...) [2] [3] [4] [5]. Plus rarement, les corrélations développées sont présentées sous une forme « généralisée » [6] [7].

La compréhension des structures d'écoulement au sein de ce type d'échangeur permet d'appréhender la physique des transferts thermo-hydrauliques en vue d'optimiser la géométrie des canaux. Deux types de structure d'écoulement ont été identifiés expérimentalement par [8], et récemment validés par [7]: 1/ la structure « zig-zag », pour laquelle l'écoulement suit majoritairement la direction des rainures ; et 2/ la structure « hélicoïdale », pour laquelle l'écoulement principal passe d'une rainure à l'autre dans la direction longitudinal de l'échangeur. Les résultats montrent une forte dépendance des structures d'écoulement à la géométrie de l'échangeur. La limite entre les deux structures d'écoulement a été définie pour l'angle d'inclinaison des rainures  $\beta = 45^\circ$  (par rapport à l'axe longitudinal) :  $\beta < 45^\circ$  privilégie la structure d'écoulement de type « zig-zag » et  $\beta > 45^\circ$  celle de type « hélicoïdal ». Les observations de [7] et [8] sont confirmées par l'étude numérique de [9] portant sur l'effet de l'angle d'inclinaison des rainures sur les structures d'écoulement. A noter que les tests de [7] et [8] ont été conduits à faible nombre de Reynolds ( $< 100$ ) et que l'effet du débit massique sur les structures d'écoulement n'a pas été clairement identifié.

Outre les travaux expérimentaux et analytiques, les simulations numériques ont été utilisées comme moyen d'investigation des transferts thermo-hydrauliques dans les BPHE [4] [9] [10] [11] [12] [13]. Les approches peuvent être classifiées en deux types: 1/ étude d'une zone représentative (périodique) de l'échangeur permettant de caractériser les coefficients d'échange thermique et de friction, 2/ étude de l'échangeur global en vue d'appréhender la répartition du fluide entre canaux, voire au sein d'un canal.

Des simulations d'un écoulement d'eau dans un échangeur global comprenant 2 canaux ( $\beta = 65^\circ$  et  $b = 2$  mm) ont été réalisées par [4] et [12]. Dans la plage d'étude ( $Re < 430$ ), les résultats de [4] indiquent une sous-estimation de 20 % des pertes de charge par rapport aux valeurs expérimentales. Pour l'étude de [12], le modèle k- $\epsilon$  à partir du logiciel FLUENT sous-estime les pertes de charge alors que le modèle laminaire est plutôt en bon accord avec l'expérience. D'après la cartographie des lignes de courant, l'écoulement présente une structure de type hélicoïdal. Kanaris et al. ont réalisé des simulations thermo-hydrauliques pour un BPHE global à partir du logiciel CFX (ANSYS) en utilisant les modèles  $K-\omega$  et  $SST$ . Le bon accord entre les profils de température obtenus par les simulations et l'expérience (mesurée par métrologie infrarouge) confirme la capacité des codes CFD à prédire les caractéristiques d'écoulements et de transferts thermiques au sein de structures tridimensionnelles.

L'étude bibliographique indique que les simulations numériques sont un moyen intéressant et efficace pour accéder à des informations sur les structures d'écoulement au sein des BPHE qui s'avèrent particulièrement difficiles à obtenir expérimentalement. Cependant, les résultats de simulations sur les transferts thermo-hydrauliques sont peu exploités afin d'établir une relation entre les structures d'écoulement et les coefficients de pertes de charge et de transferts thermiques. Dans cet article, nous tenterons de mettre en évidence cette corrélation à partir de l'analyse des résultats de simulations numériques validés à l'échelle globale de l'échangeur par comparaison avec les résultats expérimentaux.

## 2. Caractéristiques de l'étude

Paramètres expérimentaux. L'étude est menée pour des écoulements monophasiques d'eau à contre-courant au sein d'un échangeur à plaques ondulées en forme de chevron (Figure 1). La géométrie de l'échangeur, le dispositif expérimental et la métrologie infrarouge utilisée pour la caractérisation du profil de température le long de l'échangeur sont détaillés dans [14]. Le prototype d'échangeur est composé de 3 plaques brasées formant ainsi 2 canaux. La plaque centrale présente une orientation des chevrons inversée par rapport aux plaques extérieures ce qui confère une structure tridimensionnelle de l'écoulement au sein des canaux. L'ondulation de la plaque présente un angle de  $55^\circ$  par rapport à l'axe longitudinal du BPHE et une amplitude de 2,2 mm. Des mesures de débits, de températures et de pressions différentielles sont effectuées sur chacun des écoulements d'eau.

Paramètres de simulations. Le logiciel STARCCM+ a été exploité pour réaliser les simulations numériques. Le profil de la plaque de l'échangeur a été dessiné sur le logiciel Pro/ENGINEER par le partenaire CIAT Industrie. Il s'agit du profil qui a été paramétré dans la machine-outil pour l'usinage du moule utilisé pour l'emboutissage des plaques qui constituent l'échangeur EXEL. Le domaine d'écoulement fluide est présenté sur la Figure 1a.

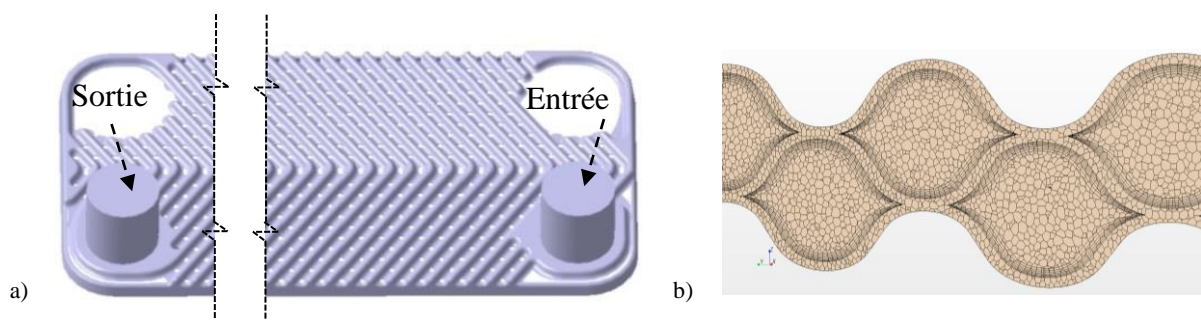


Figure 1 : Echangeur de chaleur à plaques brasées –a) Domaine d'écoulement fluide d'un canal de l'échangeur –b) Coupe transversale montrant les détails du maillage

Le maillage du domaine d'écoulement est formé de cellules polyédriques. L'option « prism-layer » a été sélectionnée afin de raffiner le maillage à proximité de la paroi (couche limite). La

Figure 1b présente une coupe de l'échangeur à deux canaux modélisé pour les simulations numériques thermiques. Une étude de sensibilité des résultats des simulations à la taille du maillage a été réalisée. La taille de base du maillage correspondant à 0,5 mm répond le mieux en termes d'insensibilité des résultats obtenus et de coûts de calcul.

Pour les simulations, les conditions limites choisies sont les suivantes :

- entrée du bloc de simulation : débit et température de fluide imposés
- sortie du bloc de simulation : pression du fluide et « free temperature condition » de manière à ce que la température du fluide en sortie soit la conséquence des transferts thermo-hydrauliques.

La condition limite des autres faces de l'échangeur est choisie « paroi » (face solide).

Les modèles d'équations sélectionnés pour les simulations thermo-hydrauliques sont relatifs au nombre de Reynolds :

- modèle laminaire pour des nombres de Reynolds inférieurs à 200.
- modèle turbulent (k-ε) pour des nombres de Reynolds supérieurs à 200.

Pour la partie thermique des simulations, les modèles « segregated solid energy » et « segregated fluid temperature » ont été choisis, en plus du modèle hydraulique.

Ce choix de modèles en fonction du nombre de Reynolds s'appuie à la fois sur une étude bibliographique concernant l'étude des pertes de charge et de structures d'écoulement, et sur les résultats expérimentaux obtenus à partir de notre banc d'essais. Le modèle de turbulence k-ε inclut le modèle RANS et « Realizable k-ε Two Layer ». Le modèle de turbulence k-ω avec les modèles RANS et SST a également été testé dans les simulations. Pour les mêmes tailles de maille de base, le modèle k-ω sous-estime les pertes de charge et les résidus sont fortement instables. Pour la suite de l'étude, le modèle de turbulence k-ε a été retenu.

#### Procédure de calcul du coefficient de friction.

Un des objectifs de l'étude est d'établir une relation entre l'évolution des structures d'écoulement avec celle du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds.

Le nombre de Reynolds est défini tel que :  $Re = G \cdot \frac{D_h}{\mu}$  avec  $G = \frac{\dot{m}}{l \cdot \frac{D_h}{2}}$ ,  $\dot{m}$  le débit massique,  $l$  la largeur de la plaque et  $D_h$  le diamètre hydraulique défini par  $D_h = 2 \cdot b$  où  $b$  est l'espacement entre crête et creux sur le profil de la plaque.

Le coefficient de friction est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$f = \Delta P_f \cdot A^2 \cdot \frac{D_h}{L} \cdot 2 \cdot \frac{\rho}{\dot{m}^2} \quad (1)$$

où  $A$  est la section de passage de l'échangeur ( $A = b \cdot l$ ),  $L$ , la longueur mesurée entre les embouts d'entrée/sortie du canal, et  $\Delta P_f$  les pertes de charge par friction déduite de l'expression suivante :

$$\Delta P_f = \Delta P_t - \Delta P_{e\setminus s} \quad (2)$$

où  $\Delta P_t$  représente les pertes de charge totales, déterminées soit par les mesures, soit par les simulations, relevées entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.  $\Delta P_{e\setminus s}$  représente les pertes de charge entrée\sortie de l'échangeur entre le port et la plaque.  $\Delta P_{e\setminus s}$  est déterminée empiriquement par la formulation de [15] pour ce type d'échangeur :

$$\Delta P_{e\setminus s} = 1,5 \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (3)$$

### 3. Résultats

Validation des simulations. Dans l'objectif d'établir une certaine confiance dans l'exploitation et l'analyse des résultats obtenus par les simulations thermo-hydrauliques, la première étape de notre étude consiste à valider les simulations à partir des résultats obtenus lors de la caractérisation expérimentale de l'échangeur modèle. Les simulations des écoulements sont conduites pour des valeurs de Reynolds comprises entre 1 et 2500. La Figure 2 présente la comparaison des résultats sur la variation du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds obtenus à partir des mesures et des résultats de simulation. On constate un bon accord entre les simulations et les résultats expérimentaux, en particulier pour  $Re < 200$ . Même si les résultats sont un peu moins concordants pour  $Re > 200$ , avec une sous-estimation maximale des simulations de l'ordre de 30 % par rapport aux résultats expérimentaux, on peut toutefois noter une tendance générale assez similaire avec une inflexion de la courbe du coefficient de friction à  $Re$  environ de 200. Pour  $Re > 200$ , l'écart entre simulations et expérience peut être lié au type d'écoulement présentant de la recirculation et des forts gradients de pression au niveau de zones d'interaction au sein du BPHE, alors que le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  est plus adapté à un écoulement turbulent entièrement développé. Les résultats des simulations menés sur l'échangeur avec transferts thermiques pour  $Re$  compris entre 94 et 824 et comparés avec les mesures ont présentés un écart maximum de 10 % sur le flux transféré pour  $Re = 824$ .

La très bonne cohérence des résultats obtenus entre les simulations et l'expérience sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur nous permet d'avoir une relative confiance quant à la physique modélisée. Par la suite, l'outil numérique sera utilisé pour investiguer les structures d'écoulements et l'effet du débit sur les transferts thermo-hydrauliques au sein de l'échangeur à plaques.

Analyse des structures d'écoulement. A partir des résultats de simulations pour  $Re$  entre 1 et 2500, et en se basant sur les structures des lignes de courant, deux types d'écoulement se distinguent, voire coexistent :

- Le type « Hélicoïdal » pour lequel la majorité de l'écoulement change de direction entre deux points de contact, c'est-à-dire que l'écoulement principal passe d'une rainure à l'autre dans la direction longitudinale de l'échangeur. Cette configuration d'écoulement lui donne une forme hélicoïdale. C'est le cas de la Figure 3a obtenu pour un Reynolds de 21.
- Le type « Cross-flow » ou « zigzag » pour lequel la majorité de l'écoulement suit une rainure jusqu'à son extrémité aval, imposant alors un changement de direction pour poursuivre son cheminement en suivant une rainure de la plaque opposée. Le fluide situé à

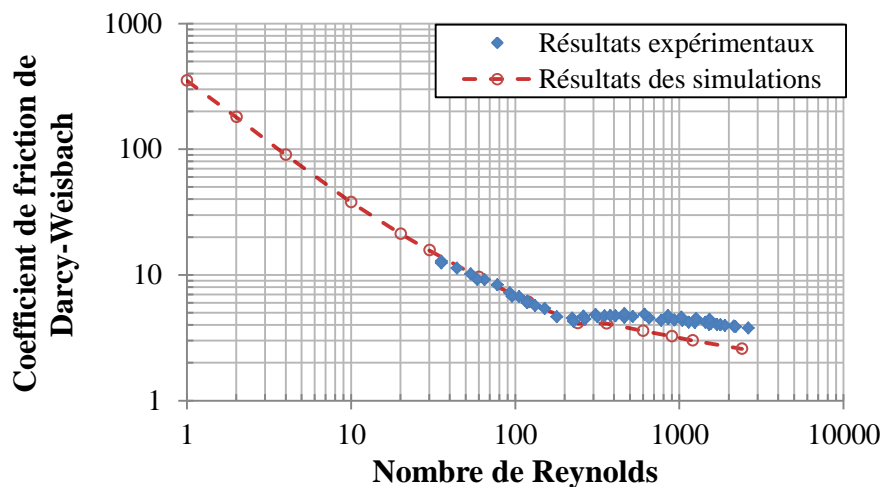


Figure 2 : Variation du coefficient de friction avec le nombre de Reynolds : comparaison entre les simulations et les données expérimentales

proximité des parois des rainures suit naturellement cette configuration d'écoulement. C'est le cas de la Figure 3b obtenu pour un nombre de Reynolds de 2100.

Afin de mieux quantifier le poids de l'un ou l'autre type de structure sur l'écoulement global, il est nécessaire de définir une grandeur observable caractéristique de l'écoulement. Pour cela, il a été déterminé la part de fluide s'écoulant d'une rainure à l'autre (type hélicoïdal) au regard de celle continuant dans la rainure (type zigzag) à partir d'un volume de contrôle bien défini. Un tel volume de contrôle doit être périodique et représentatif de l'échangeur. Le volume de contrôle sur lequel notre étude s'est appuyée est présenté sur la Figure 6. Ce volume de contrôle est présenté sur la Figure 3 par un losange noir. Sur la Figure 6,  $P$  représente la distance entre deux points de contact,  $b$  l'amplitude de la corrugation et  $t$  représente l'épaisseur de la plaque. Le volume de contrôle est délimité par 6 surfaces tenues par 4 points de contact. On peut distinguer dans ce motif deux écoulements, suivant respectivement les rainures supérieures et inférieures, qui interagissent entre eux au niveau du plan commun (plan d'interaction) délimité par les 4 points de contact. La Figure 6b présente les 3 sections « fluide » permettant d'établir un bilan massique au niveau du volume de contrôle. Le bilan de masse par rainure est conservé, c'est-à-dire que le débit d'entrée dans une rainure est égal au débit de sortie de cette même rainure. Par contre, une partie de ce fluide interagit avec celui de la rainure de la face opposée, impliquant alors un transfert du débit de la rainure « inférieure » vers la rainure « supérieure » et vice versa pour la conservation

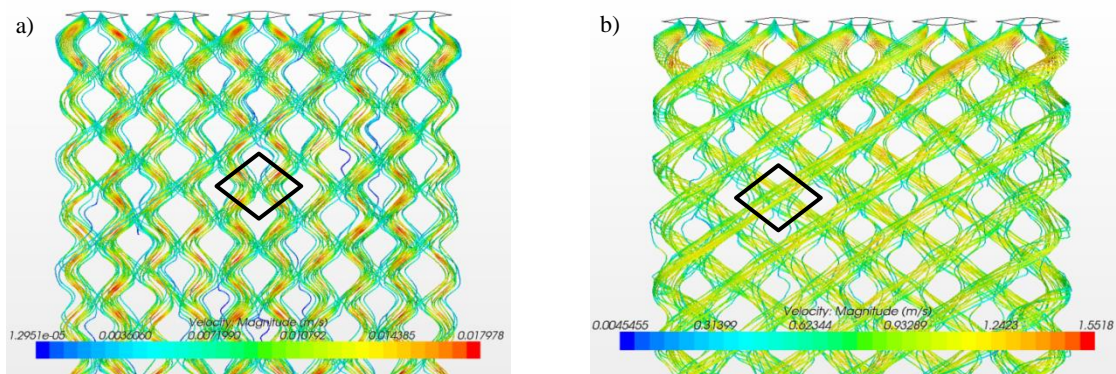


Figure 3 : Structures d'écoulements en fonction de  $Re$  – a)  $\beta=55^\circ$  et  $Re = 21$ , structure d'écoulement hélicoïdal dominante – b)  $\beta=55^\circ$  et  $Re = 2100$ , structure d'écoulement Zigzag dominante

de la masse. On appellera « taux de transfert de masse » ( $\tau_{masse}$ ), la part du débit fluide provenant d'une rainure et qui est transférée dans la rainure de la plaque opposée. Un taux de transfert de masse élevé caractérise un type d'écoulement « hélicoïdal ».

Sur la Figure 6b, deux sections (Inlet Section et Outlet Section) représentent l'entrée et la sortie de la rainure supérieure et la troisième section (interaction plane section) représente la moitié du plan d'interaction. Le choix de la troisième section est basé sur la distribution des vitesses dans le plan d'interaction (voir Figure 4). En effet, par symétrie d'interaction entre les écoulements, l'axe central du plan d'interaction sépare le débit descendant (part du fluide s'écoulant de la rainure supérieure vers la rainure inférieure) du débit ascendant (part du fluide s'écoulant de la rainure inférieure vers la rainure supérieure).

La Figure 4 permet d'appréhender l'effet du débit massique sur la structuration des écoulements à travers l'analyse des profils de vitesses au niveau des sections droites des rainures et au niveau du plan d'interaction. La Figure 4 présente, pour des  $Re$  de 21 et 2100, les champs de vitesses normales aux sections de passage (sections de sortie d'écoulement des rainures inférieure et supérieure, plan d'interaction) ainsi que les vecteurs vitesse sortant du plan d'interaction. Pour le plan d'interaction, le vecteur «  $j$  » est normal ascendant.

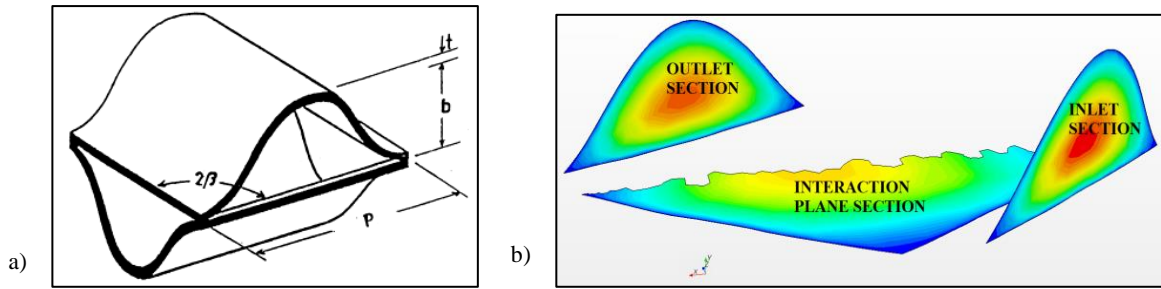


Figure 6 : a) Volume de contrôle -b) Sections fluide utilisées pour le bilan massique dans une zone d'interaction

La distribution du champ de vitesses aux diverses sections de la cellule est représentative de l'effet de cisaillement induit par l'interaction des écoulements entre rainures présentant une direction différente. Pour  $Re = 21$ , on constate l'effet de cisaillement conduit au transfert de masse (écoulement ascendant et descendant) d'une rainure à l'autre suivant deux sections bien distinctes au niveau du plan d'interaction. L'axe de symétrie du transfert de masse correspond à la diagonale du plan d'interaction.

Pour  $Re = 2100$ , l'axe de symétrie pour  $\tau_{masse}$  au plan d'interaction est conservé, mais le champ de vitesse s'est très fortement décentré vers les extrémités de la section. Cela a pour conséquence

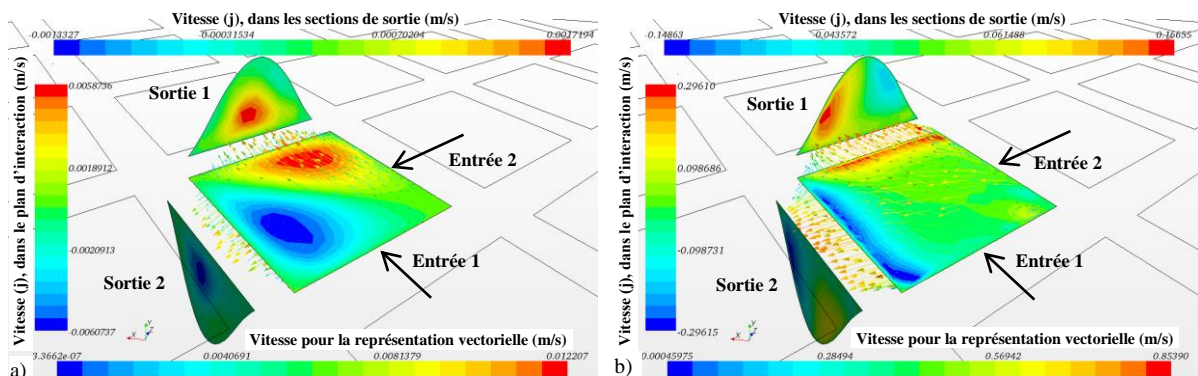


Figure 4 : Transfert de masse et distribution de la vitesse dans la zone d'interaction - a) résultat pour  $Re = 21$  - b) résultat pour  $Re = 2100$

de modifier très sensiblement le champ de vitesse dans les sections de sortie de rainure avec un écoulement qui vient impacter sur l'une des parois de la rainure. La distribution du champ de vitesse dans les sections de sortie est représentative du comportement de l'écoulement et le brassage induit par l'effet de cisaillement, amplifiant le transfert thermique dans certaines zones spécifiques de la rainure. La Figure 5 présente l'effet du nombre de Reynolds sur la distribution de la densité de flux de chaleur au niveau de la plaque délimitant les deux canaux de l'échangeur pour  $Re = 94$  et  $Re = 824$ . Les zones blanches (ajourées) dans cette figure représentent les points de contacts et ainsi ils limitent une cellule représentative de l'écoulement. Les entrées « inlet 1 »

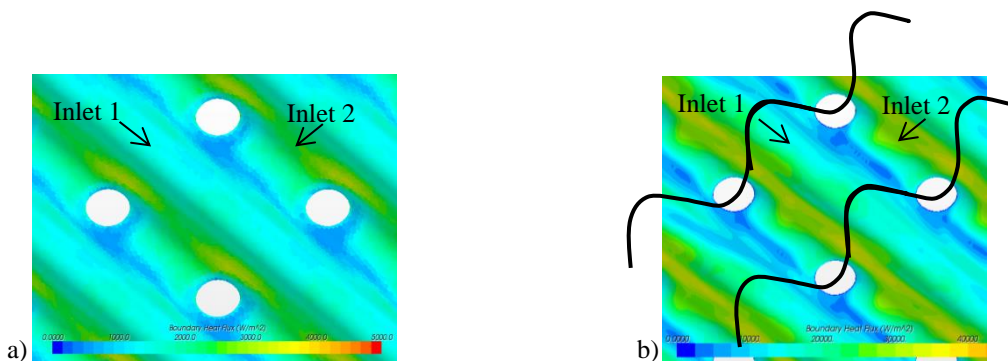


Figure 5 : Effet du nombre de Reynolds sur la distribution des transferts thermiques -a)  $Re = 94$  -b)  $Re = 824$

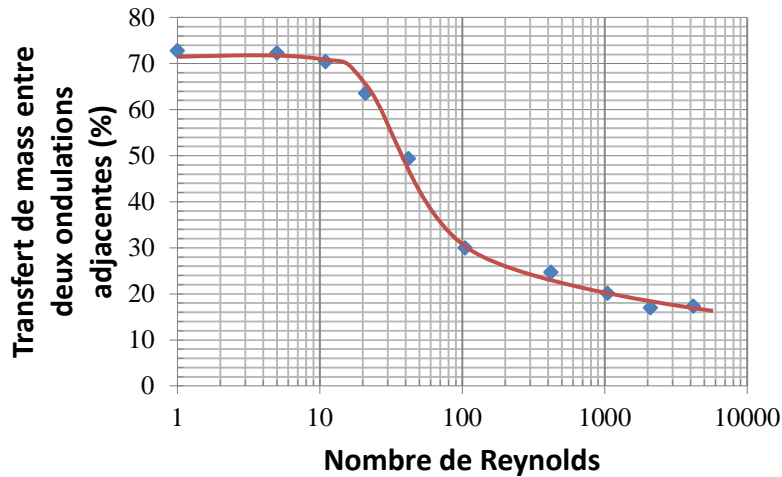


Figure 7 : Variation du taux de transfert de masse dans une zone d'interaction en fonction de  $Re$

et « inlet 2 » correspondent respectivement à la rainure supérieure et inférieure de la cellule représentative de l'échangeur. La distribution de la densité de flux n'est pas homogène sur le profil de la cellule : le transfert de chaleur est plus intense sur le plan incliné de la paroi ondulée entre deux points de contact en face de l'entrée « Inlet 2 ». La zone affectée par ce transfert de chaleur est d'autant plus importante que le nombre de Reynolds est plus élevé. Cela s'explique par les structures d'écoulement et le champ de vitesse à la section de sortie « Outlet 1 » de la Figure 4. Le débit transféré de la rainure inférieure vers la rainure supérieure impacte le plan incliné (directions des vecteurs vitesse sortant du plan d'interaction de la Figure 4) de la rainure supérieure qui est en face de l'entrée « Inlet 2 ». Cet impact a pour rôle de détruire la couche limite et ainsi d'intensifier les transferts thermiques. L'impact augmente avec le débit massique de même que l'effet tourbillonnaire aux sections des sorties de la cellule.

La Figure 7 présente l'effet du nombre de  $Re$  sur le taux de transfert de masse d'une rainure à l'autre lié au cisaillement. Trois tendances sont distinctes : 1/ Pour  $Re < 10$ ,  $\tau_{masse}$  est de l'ordre de 70 % et varie peu, ce qui correspond à une structure d'écoulement de type hélicoïdal dominante ; 2/ pour  $Re$  compris entre 20 et 100,  $\tau_{masse}$  diminue rapidement de 65 à 30% ; 3/ pour  $Re > 100$ ,  $\tau_{masse}$  varie plus progressivement pour se stabiliser vers 20% du débit total, ce qui correspond à une structure d'écoulement de type « zigzag » dominante. Ces résultats valident les observations faites expérimentalement par [7] et [8] pour les faibles valeurs du nombre de Reynolds.

Pour chaque tendance de  $\tau_{masse}$  correspond une loi de variation du coefficient de friction tel que  $f = 353,4 \cdot Re^{-1}$  pour  $Re < 10$ ,  $f = 171,6 \cdot Re^{-0,7}$  pour  $Re$  compris entre 20 et 200 et  $f = 10,2 \cdot Re^{-0,125}$  pour  $Re$  compris entre 500 et 2500.

#### 4. Conclusion

Le travail présenté vise à appréhender les transferts thermo-hydrauliques pour un écoulement monophasique (eau) au sein de l'échangeur à plaques brasées en vue de proposer des lois générales d'écoulement dépendant de paramètres physiques. Dans cette étude, les simulations numériques sont conduites sur un échangeur thermique à plaques brasées dont la géométrie est identique à celle de l'échangeur testé expérimentalement. Les variations des grandeurs thermo-hydrauliques globales (coefficient de friction et puissance transférée) en fonction de  $Re$  déterminées par le calcul présentent des similitudes à celle de l'expérience. Que ce soit pour les simulations ou l'expérience, on note un changement de comportement hydraulique notable pour  $Re \approx 200$ . L'étude sur une cellule représentative de l'échangeur, adossée à la définition d'une grandeur observable caractéristique, nous a permis de quantifier la part de fluide changeant significativement de direction d'écoulement (changement de rainure). Ainsi, il a été retrouvé les 2 structures d'écoulement décrites dans la littérature, à savoir le type « hélicoïdal » et le type

« zigzag ». A la différence de la littérature qui spécifiait un changement du type d'écoulement à un angle donné ( $45^\circ$ ), nous précisons, dans cette étude : 1/les types de structure d'écoulement sont non seulement sensibles à l'angle de la rainure mais également aux flux massiques, et 2/ ces 2 types de structure d'écoulement coexistent largement dans une certaine plage du nombre de Reynolds. Trois tendances corrélant structure d'écoulement et variation du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds sont dégagées. C'est une étude préalable à la généralisation des lois d'écoulement pour des fluides monophasiques pour différentes caractéristiques de chevrons (angle, amplitude, espacement).

## 5. Bibliographie

- [1] L. Wang, B. Sundén, and R.M. Manglik, *PLATE HEAT EXCHANGERS : Design, Applications et Performance.*, WIT Press (2007).
- [2] W.W. Focke, J. Zachariades, and I. Olivier, The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28-8 (1985), 1469-1479.
- [3] A. Muley and R. M. Manglik, Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer*, 121-1 (1999), 110-117.
- [4] Ying-Chi Tsai, Fung-Bao Liu, and Po-Tsun Shen, Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36-6 (2009), 574-578.
- [5] T.S. Khan, M.S. Khan, Ming-C. Chyu, and Z.H. Ayub, Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient, *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010), 1058–1065.
- [6] H. Martin, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, 35-4 (1996), 301-310.
- [7] D. Dovic, B. Palm, and S. Savaic, Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52-19 (2009), 4553-4563.
- [8] W. W. Focke and P. G. Knibbe, Flow visualization in parallel-plate ducts with corrugated walls, *J. Fluid Mech.*, 165 (1986), 73-77.
- [9] Guan-min Zhang, Mao-cheng Tian, and Shou-jun Zhou, Simulation and analysis of flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers, *Journal of Hydrodynamics*, 18 (2006), 547-551.
- [10] A. G. Kanaris, A. A. Mouza, and S. V. Paras, Flow and Heat Transfer Prediction in a Corrugated Plate Heat Exchanger using a CFD Code, *Chem. Eng. Technol.*, 29-8 (2006), 923-930.
- [11] A. Lozano, F. Barreras, N. Fueyo, and S. Santodomingo, The flow in an oil/water plate heat exchanger for the automotive industry, *Applied Thermal Engineering*, 28-10 (2008), 1109-1117.
- [12] Fung-Bao Liu and Ying-Chi Tsai, An experimental and numerical investigation of fluid flow in a cross-corrugated channel, *Heat Mass Transfer*, 46-5 (2010), 585-593.
- [13] Xiao-Hong Han, Li-Qi Cui, Shao-Jie Chen, Guang-Ming Chen, and Qin Wang, A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37-8 (2010), 1008-1014.
- [14] Kifah Sarraf, Stephane Launay, and Lounès Tadriss, “Investigation Investigation of local heat transfer in plate exchanger using infrared thermography,” *Proc. of Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* (Lisbon, 26-30 Juin, 2013).
- [15] R. K. Shah and W. W. Focke, *Plate heat exchangers and their design theory*, *Heat Transfer Equipment Design*. Washington, DC, Hemisphere, 227-254, (1988).