



HAL
open science

Nouvelle approche de détermination du coefficient global d'échange de chaleur des échangeurs- Application aux types eau-air à flux croisés

Mahmoud Khaled, Jalal Faraj, Bakri Abdul Hay, Wassim Salameh, Samer Ali,
Cathy Castelain

► To cite this version:

Mahmoud Khaled, Jalal Faraj, Bakri Abdul Hay, Wassim Salameh, Samer Ali, et al.. Nouvelle approche de détermination du coefficient global d'échange de chaleur des échangeurs- Application aux types eau-air à flux croisés. Congrès français de thermique 2019, Jun 2019, Nantes, France. hal-02478687

HAL Id: hal-02478687

<https://hal.science/hal-02478687>

Submitted on 1 Dec 2020

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.

Nouvelle approche de détermination du coefficient global d'échange de chaleur des échangeurs - Application aux types eau-air à flux croisés

Mahmoud KHALED^{1,2,*}, Jalal FARAJ^{1,3}, Bakri ABDULHAY¹, Wassim SALAMEH¹, Samer ALI¹, et Cathy CASTELAIN⁴

¹Energy and Thermo-Fluid group, International University of Beirut -BIU, Beirut, Lebanon

²University Paris Diderot, Sorbonne Paris Cite, Interdisciplinary Energy Research Institute (PIERI), Paris, France

³Université libanaise, faculté de technologie, Saida, Liban

⁴Laboratoire de Thermique et Energie de Nantes (LTeN), UMR CNRS 6607, Université de Nantes, rue Christian Pauc, La Chantrerie, BP 50609, F-44306 Nantes cedex 3, France

*(auteur correspondant : mahmoud.khaled@liu.edu.lb)

Résumé - Le présent travail suggère une technique itérative innovante pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur globaux des échangeurs de chaleur en fonction des débits des fluides. La méthode se base sur une seule évaluation expérimentale d'un échangeur de chaleur prenant en compte plusieurs gammes de débits de fluides. Les données expérimentales extraites constituent les bases d'une méthode itérative innovante visant à établir une relation explicite entre le coefficient de transfert de chaleur global et les débits des fluides. La méthode est validée par rapport aux résultats expérimentaux obtenus avec un échangeur thermique à flux croisés de type eau-air dans lequel une erreur relative moyenne inférieure à 5% a été observée.

1. Introduction

Les échangeurs de chaleur, ci-après désignés comme HXs, sont principalement classés en fonction du mode d'interaction entre les flux froids et chauds [1]. Certains des types familiers des échangeurs de chaleur sont les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes, échangeurs de chaleur composés de tubes, canaux à contre-courant et micro-canaux, réacteurs et échangeurs de chaleur multifonctionnels [2-4]. La conception et l'analyse des types d'échangeurs de chaleur susmentionnés reposent largement sur la détermination du coefficient de transfert de chaleur global. Cependant, la détermination du coefficient de transfert de chaleur global est une étape difficile, puisqu'elle dépend de deux coefficients de transfert de chaleur par convection qui sont récupérés d'expressions expérimentales qui pour des géométries complexes des échangeurs ne sont pas trop précises [5]. Par conséquent, les chercheurs évaluent le coefficient global de transfert de chaleur expérimentalement où différentes gammes de débits dans les deux parties fluides du HX sont nécessaires pour couvrir les plages de fonctionnement que les échangeurs de chaleur peuvent éprouver au cours de leur durée de vie. Ensuite, en utilisant les coefficients de transfert de chaleur globaux mesurés, une technique d'interpolation est utilisée pour extraire les coefficients de transfert de chaleur globaux pour tout débit chaud et froid dans les plages d'utilisation disponibles [6-7]. Les techniques d'interpolations utilisées sont principalement basées sur des fonctions polynomiales en fonction des débits.

Le travail expérimental nécessite généralement des ressources considérables, en particulier lorsque plusieurs expériences sont impliquées. Par conséquent, afin de réduire

les travaux expérimentaux et d'éviter d'utiliser des techniques d'interpolation, la communauté des chercheurs s'est efforcée de développer une expression du coefficient de transfert de chaleur pouvant être écrite explicitement en fonction des principaux paramètres d'impact ; c'est-à-dire les débits chauds et froids. Cependant, de telles expressions sont rares dans la littérature [8-9]. Dans ce contexte, le présent travail suggère une méthode itérative innovante pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur globaux des échangeurs de chaleur en fonction des débits de fluide. L'approche séquentielle de la méthode consiste tout d'abord à réaliser un seul test expérimental sur un échangeur de chaleur utilisant différents débits de fluide, à savoir des débits faibles correspondant uniquement au régime laminaire et des débits élevés correspondant également aux régimes turbulents.

2. Méthode itérative innovante

Le coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide côté froid de l'échangeur est exprimé ci-dessous avec les constantes nouvellement introduites:

$$h_f = K_1 + K_2 Re_f^{d_1} \quad (1)$$

où K_1 , K_2 et d_1 sont des constantes et Re_f est le nombre de Reynolds du fluide froid. La constante K_1 dans l'équation (1) est introduite pour prendre en compte un coefficient de transfert de chaleur convectif non nul lorsque le nombre de Reynolds (vitesse) de l'écoulement froid est nul. De même, le coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide côté chaud est exprimé par:

$$h_c = K_3 + K_4 Re_c^{d_2} \quad (2)$$

où K_3 , K_4 et d_2 sont des constantes et Re_c est le nombre de Reynolds de l'écoulement chaud. Par la suite, si on considère que la variation de résistance thermique conductrice et d'encrassement avec les nombres de Reynolds des deux débits de l'échangeur sont négligeables par rapport aux variations de résistance convective, le coefficient de transfert de chaleur global peut alors être exprimé par:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{K_1 + K_2 Re_f^{d_1}} + \frac{1}{K_3 + K_4 Re_c^{d_2}} + K_5} \quad (3)$$

où $K_5 = A(R_{enc} + R_{cond})$ est une constante qui correspond à la résistance de conduction et d'encrassement multipliée par la surface de transfert de chaleur. De plus, K_5 est considéré constante lorsque les débits sont modifiés. Ensuite, le réarrangement de l'équation 3 conduit à la formule présentée ci-dessous :

$$U = \frac{A_1 + A_2 Re_f^{d_1} + A_3 Re_c^{d_2} + A_4 Re_f^{d_1} Re_c^{d_2}}{A_5 + A_6 Re_f^{d_1} + A_7 Re_c^{d_2} + Re_f^{d_1} Re_c^{d_2}} \quad (4)$$

où A_i , $i = 1$ à 7 sont des constantes exprimées en fonction des constantes K_i , $i = 1$ à 5 .

Comme on peut le constater, basée sur les équations précédentes, l'objectif actuel de la méthode itérative proposée est de déterminer les coefficients A_i , $i = 1$ à 7 et d_1 et d_2 à partir d'un test expérimental unique sur un échangeur thermique utilisant divers débits de

fluides, à savoir les débits faibles correspondant au régime laminaire et les débits élevés correspondant aux régimes turbulents. C'est-à-dire que les tests expérimentaux sont effectués, pour un échangeur de chaleur donné, sur les côtés froid et chaud, en utilisant différents nombres de Reynolds. Pour atteindre l'objectif mentionné ci-dessus, il faut un minimum de neuf configurations expérimentales. Pour chaque expérience, les nombres de Reynolds, Re_f et Re_c , sont spécifiés et quatre températures sont donc enregistrées. A l'issu des essais expérimentaux neuf coefficients d'échange thermique sont déterminés.

En utilisant sept des neuf coefficients de transfert de chaleur globaux enregistrés et en supposant, dans la première itération, que les deux paramètres d_1 et d_2 sont connus (Figure 1), les coefficients A_i , $i = 1$ à 7 peuvent être déterminés à partir du système d'équations suivant:

$$M\vec{A} = \vec{B} \quad (6)$$

où:

$$M = \begin{bmatrix} 1 & Re_{f1}^{d_1} & Re_{c1}^{d_2} & Re_{f1}^{d_1} Re_{c1}^{d_2} & -U_1 & -U_1 Re_{f1}^{d_1} & -U_1 Re_{c1}^{d_2} \\ 1 & Re_{f2}^{d_1} & Re_{c2}^{d_2} & Re_{f2}^{d_1} Re_{c2}^{d_2} & -U_2 & -U_2 Re_{f2}^{d_1} & -U_2 Re_{c2}^{d_2} \\ 1 & Re_{f3}^{d_1} & Re_{c3}^{d_2} & Re_{f3}^{d_1} Re_{c3}^{d_2} & -U_3 & -U_3 Re_{f3}^{d_1} & -U_3 Re_{c3}^{d_2} \\ 1 & Re_{f4}^{d_1} & Re_{c4}^{d_2} & Re_{f4}^{d_1} Re_{c4}^{d_2} & -U_4 & -U_4 Re_{f4}^{d_1} & -U_4 Re_{c4}^{d_2} \\ 1 & Re_{f5}^{d_1} & Re_{c5}^{d_2} & Re_{f5}^{d_1} Re_{c5}^{d_2} & -U_5 & -U_5 Re_{f5}^{d_1} & -U_5 Re_{c5}^{d_2} \\ 1 & Re_{f6}^{d_1} & Re_{c6}^{d_2} & Re_{f6}^{d_1} Re_{c6}^{d_2} & -U_6 & -U_6 Re_{f6}^{d_1} & -U_6 Re_{c6}^{d_2} \\ 1 & Re_{f7}^{d_1} & Re_{c7}^{d_2} & Re_{f7}^{d_1} Re_{c7}^{d_2} & -U_7 & -U_7 Re_{f7}^{d_1} & -U_7 Re_{c7}^{d_2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\vec{A} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \\ A_7 \end{bmatrix} \text{ et } \vec{B} = \begin{bmatrix} U_1 Re_{f1}^{d_1} Re_{c1}^{d_2} \\ U_2 Re_{f2}^{d_1} Re_{c2}^{d_2} \\ U_3 Re_{f3}^{d_1} Re_{c3}^{d_2} \\ U_4 Re_{f4}^{d_1} Re_{c4}^{d_2} \\ U_5 Re_{f5}^{d_1} Re_{c5}^{d_2} \\ U_6 Re_{f6}^{d_1} Re_{c6}^{d_2} \\ U_7 Re_{f7}^{d_1} Re_{c7}^{d_2} \end{bmatrix} \quad (8)$$

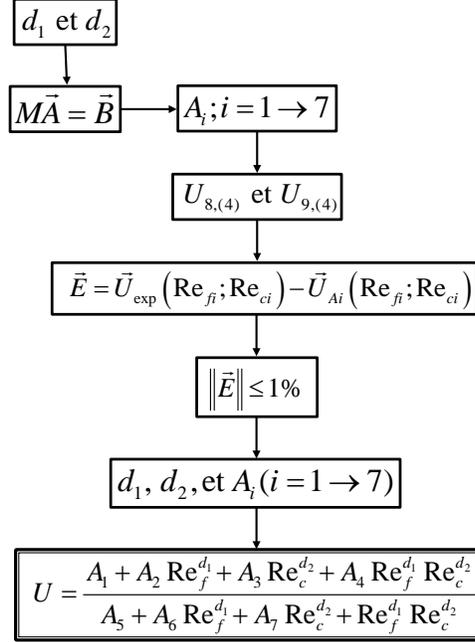


Figure 1 : Schéma illustratif du processus d'itération.

Les valeurs U_i , $i = 1$ à 7 sont les valeurs du coefficient de transfert thermique global obtenu expérimentalement pour sept configurations de débits $(Re_{fi}; Re_{ci})$, $i = 1$ à 7 . Par la suite, en utilisant le système d'équations mentionné ci-dessus, les huitième et neuvième coefficients de transfert de chaleur sont calculés et comparés à leurs équivalents expérimentaux. Ensuite, la solution est itérée par rapport à d_1 et d_2 jusqu'à ce que la norme du vecteur d'erreur entre les coefficients de transfert de chaleur expérimental et calculé soit minimale. La norme du vecteur d'erreur est donnée par:

$$|\vec{E}| = |\vec{U}_{exp}(Re_{fi}; Re_{ci}) - \vec{U}_{Ai}(Re_{fi}; Re_{ci})| \quad (9)$$

où $\vec{U}_{exp}(Re_{fi}; Re_{ci})$ le vecteur des valeurs expérimentales est obtenu à partir des neuf configurations de $(Re_{fi}; Re_{ci})$, $i = 1$ à 9 et $\vec{U}_{Ai}(Re_{fi}; Re_{ci})$ est le vecteur des valeurs du coefficient de transfert de chaleur global obtenu à l'aide de l'équation empirique susmentionnée (Équation 4) pour les neuf configurations $(Re_{fi}; Re_{ci})$, $i = 1$ à 9 .

Après convergence du processus itératif sur d_1 et d_2 on peut utiliser les neuf coefficients d_1 , d_2 et A_i , $i = 1$ à 7 dans l'expression (4) pour calculer le coefficient d'échange U pour des débits en air et eau quelconques.

La sélection des neuf enregistrements de l'ensemble des enregistrements expérimentaux pour obtenir une précision acceptable de l'approche est basée sur la norme minimale de l'erreur vectorielle. En effet, la procédure présentée ci-dessus pour un ensemble de neuf enregistrements est répétée pour les différentes combinaisons possibles de neuf enregistrements (les tests expérimentaux couvrent plus que neuf enregistrements) et les enregistrements correspondant à la norme minimale de l'erreur vectorielle ainsi que leurs constantes correspondantes sont conservés.

3. Résultats empiriques par rapport aux résultats expérimentaux

L'équation empirique est utilisée pour trouver les coefficients de transfert de chaleur globaux de deux régimes d'écoulement, respectivement laminaire et turbulent. Les résultats calculés sont comparés à leurs homologues expérimentaux [8]. Par conséquent, pour valider la formulation innovante avec sa méthode itérative associée, le cas de l'échangeur eau-air à tubes et ailettes à flux croisés est utilisé. Des tests expérimentaux sont effectués sur un échangeur de chaleur à tubes et ailettes à flux croisés pour différents débits d'air et d'eau correspondant à différents nombres de Reynolds. La figure 2 et le tableau 1 présente les détails utilisés dans les expériences. La vitesse moyenne de l'air en amont de l'échangeur V varie de 0,5 à 8 m/s et le débit Q de l'eau de 1500 à 9000 L/h. Il faut noter que l'expression de l'équation (4) va être utilisée sur une configuration d'échangeur hors des 9 essais expérimentaux utilisés pour caler les coefficients $d_{1,i}$, $d_{2,i}$ et A_i , $i = 1$ à 7.

Étant donné que les paramètres qui seront calculés et analysés ultérieurement sont basés sur des températures mesurées, l'analyse des incertitudes est basée uniquement sur la température. Les variations de la température de l'eau pour les essais répétés deux fois dans les mêmes conditions et pour la même configuration sont prises en compte. Il a été constaté que la différence de température moyenne entre les tests est d'environ 0,4 °C pour une température moyenne de 70 °C, soit une différence relative de 0,57 %. Les tests de reproductibilité ont été réalisés aussi pour la température d'air et une erreur relative de 0,84 % a été observée. D'autre part, l'erreur de positionnement des thermocouples dans les fluides est de 0,3 °C. Ensuite, avec une température minimale de 20 °C, l'erreur relative maximale due à la méthode de fixation des thermocouples ne dépasse pas les 2%. Enfin, avec une répétabilité de 0,84 % et une erreur de précision de 2% dans la mesure de la température, l'incertitude est de ce qui donne une confiance de 97,8% dans les mesures.

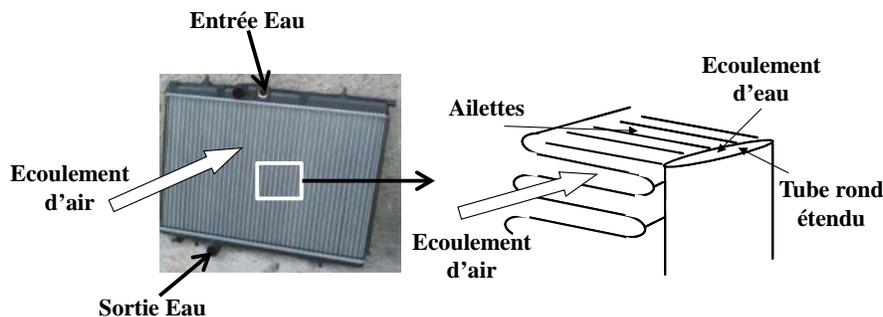


Figure 2: Présentation de l'échangeur de chaleur utilisé dans l'expérience.

| | | | |
|--|-------------------------------------|-------------|----------------------|
| Marque : Valeo ; Nom : 27SHP ; Numéro : 9580533480 | | | |
| Type de circuit: | Flux descendant - Passage unique | Taille : | 378 mm |
| Matériel : | Aluminium | Largeur : | 558 mm |
| Épaisseur : | 27 mm | Surface | 0.211 m ² |
| Poids de la tare | 2.8 kg | Capacité : | 1.7 L |
| Ailettes | | | |
| Épaisseur : | 0.07 mm | Etape : | 1.15 mm |
| Tubes | | | |
| Nombre : | 59 par ligne | Petit axe : | 1.75 mm |
| Forme : | Plaque | Large axe : | 25.5 mm |

Tableau 1 : Caractéristiques de l'échangeur de chaleur.

Dans les applications d'échangeurs de chaleur à tubes et ailettes et compte tenu de la géométrie complexe, il est difficile de choisir des longueurs caractéristiques pertinentes pour calculer les nombres de Reynolds des deux écoulements d'air et d'eau. Pour cela, le coefficient global de transfert de chaleur est généralement étudié en fonction de la vitesse moyenne de l'air en amont de l'échangeur et du débit volumique global de l'eau à l'intérieur des tubes de l'échangeur et non pas en fonction des nombres de Reynolds des deux écoulements. Pour chaque couple de la vitesse moyenne de l'air et du débit volumique de l'eau, la température de l'eau à la sortie de l'échangeur est mesurée. Les températures d'entrée d'eau et d'air sont respectivement de 95 °C et 20 °C. À partir de la température de sortie d'eau mesurée, la performance thermique de l'échangeur, en kW, peut être calculée comme suit:

$$\dot{Q} = \rho_{eau} Q c_{p,eau} (T_{eau,entr\acute{e}e} - T_{eau,sortie}) \quad (10)$$

où ρ_{eau} est la densité de l'eau, $c_{p,eau}$ la chaleur spécifique de l'eau, et $T_{eau,entr\acute{e}e}$ et $T_{eau,sortie}$ les températures de l'eau respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

Il a été montré par Khaled et al. [8-9] que pour des gammes particulières de débit d'eau (1000 à 9000 L/h) et de température (50 à 90 °C) ainsi que de vitesse (0.5 à 12 m/s) et de température de l'air (5 à 30 °C), les performances thermiques des échangeurs thermiques à courants croisés eau-air peuvent, en revanche, s'écrire comme suit avec des erreurs relatives inférieures à 2%:

$$\dot{Q} = UAETD \quad (11)$$

où U est le coefficient de transfert de chaleur global du HX, A la surface de transfert de chaleur et ETD la différence de température extrême définie comme suit:

$$ETD = \frac{T_{eau,entr\acute{e}e} + T_{eau,sortie}}{2} - T_a \quad (12)$$

où T_a est la température de l'air ambiant en amont de l'échangeur. Par conséquent, le coefficient de transfert de chaleur global peut être calculé à partir de l'équation suivante:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \left(\frac{T_{eau,entr\acute{e}e} - T_{eau,sortie}}{2} - T_a \right)} \quad (13)$$

Pour valider la méthode et comparer les résultats calculés avec celles obtenues expérimentalement, les différentes constantes de l'expression semi-empirique d'extrapolation (équation 4) sont calculées en fonction des valeurs du coefficient de transfert de chaleur global obtenu pour les neuf configurations indiquées dans le tableau 2.

| Configuration | V (m/s) | Q (L/h) |
|---------------|---------|---------|
| 1 | 4 | 3000 |
| 2 | 5 | 5000 |
| 3 | 6 | 6000 |
| 4 | 7 | 8000 |
| 5 | 8 | 9000 |
| 6 | 3 | 6000 |
| 7 | 4 | 8000 |
| 8 | 5 | 6000 |
| 9 | 6 | 5000 |

Tableau 2 : Différentes configurations expérimentales utilisées dans la détermination des constantes.

Ensuite, les résultats calculés et obtenus expérimentalement du coefficient de transfert de chaleur global sont représentés graphiquement pour les différentes valeurs de la vitesse moyenne de l'air V et du débit global Q (Figure 3). Comme représenté sur la figure 2, les résultats calculés et mesurés montrent une bonne concordance avec des vitesses supérieures ou égales à 3 m/s; néanmoins, des écarts à des vitesses inférieures à 3 m/s sont observés. La figure 3 présente l'erreur relative calculée par rapport aux résultats mesurés. Il peut être observé que pour une vitesse moyenne de l'air de 0,5 m/s, l'erreur relative moyenne peut atteindre près de 81% avec une valeur constante par rapport au débit global de l'eau. Ensuite, lorsque la vitesse moyenne de l'air augmente, l'erreur relative diminue. A titre d'illustration pour une vitesse moyenne de l'air de 2 m/s, l'erreur relative varie entre 0,46% et 7,11%, avec une moyenne de 3,79%.

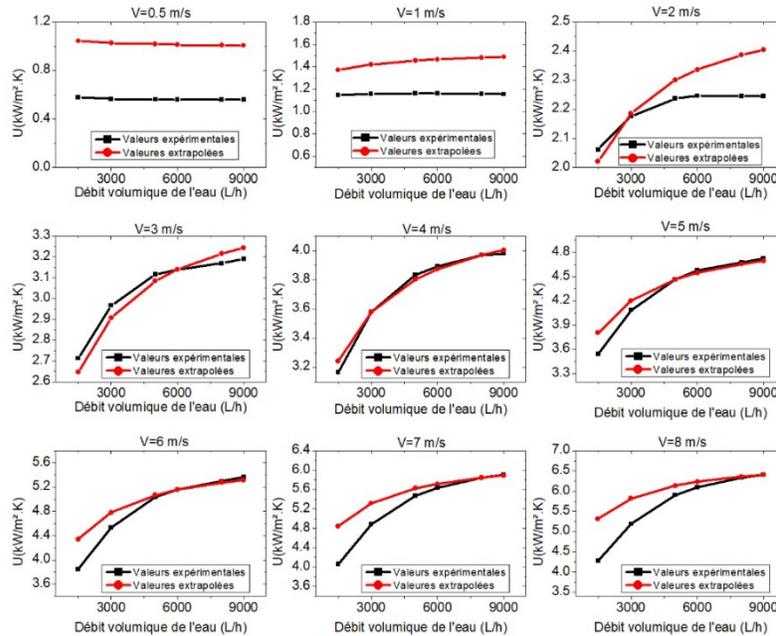


Figure 2 : Variations des valeurs expérimentales et calculées du coefficient de transfert thermique global en fonction du débit global d'eau pour différentes vitesses moyennes de l'air.

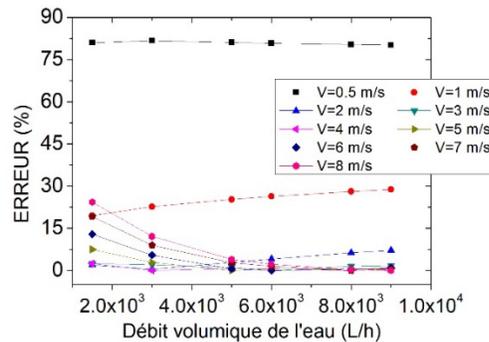


Figure 3 : La variation de l'erreur relative en fonction du débit global de l'eau pour différentes vitesses d'air moyennes.

À une vitesse moyenne de l'air de 4 m/s, l'erreur relative varie entre 0 et 2,44%, avec une moyenne de 0,72%. Les écarts entre les résultats calculés et leurs équivalents expérimentaux à faible vitesse (0,5 et 1 m/s) sont associés au régime d'écoulement. En effet, les coefficients de l'expression empirique (équation 4) ont été déterminés sur neuf

configurations expérimentales correspondant principalement à un régime turbulent et, par conséquent, les écarts sont observés dans des régimes laminaires. Cela implique que l'expression de l'équation 4 de la méthode innovante proposée doit être obtenue séparément pour les deux cas de régimes d'écoulement. Enfin, l'erreur relative moyenne calculée pour les cas turbulent-laminaire et turbulent-turbulent est inférieure à 5% et la nouvelle méthode proposée est considérée comme ayant une précision suffisante pour estimer le coefficient global de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur eau-air à flux croisés. Il faut noter que l'erreur relative moyenne obtenue avec les fonctions polynomiales d'interpolation pour les mêmes configurations sont de l'ordre des 8 %.

4. Conclusions

Ce travail présente une méthode innovante itérative pour déterminer les coefficients globaux de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur en fonction des débits de fluides. La méthode est validée par rapport aux coefficients de transfert de chaleur expérimentaux pour un échangeur de chaleur à flux croisés de type eau-air et des erreurs relatives moyennes inférieures à 5% sont observées.

Références

- [1] P. Pongsoi, S. Pikulkajom, and S. Wongwises, Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79 (2014), 417-431.
- [2] M. Khaled, F. Harambat, and H. Peerhossaini, Analytical and empirical determination of thermal performance of louvered heat exchanger – effects of air flow statistics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011), 356-365.
- [3] Y. You, Y. Chen, M. Xie, X. Luo, L. Jiao, and S. Huang, Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles, *Applied Thermal Engineering*, 89 (2015), 220-228.
- [4] B. Daj, M. Li, and Y. Ma, Effect of surface roughness on liquid friction and transition characteristics in micro- and mini-channels, *Applied Thermal Engineering*, 67 (2014), 283-293.
- [5] F.P. Incropera and D.P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition, John Wiley & Sons, 2007.
- [6] Z. Li, S. Michiyuki, and F. Takeshi, Experimental study on heat and mass transfer characteristics for a desiccant-coated fin-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89 (2015), 641-651.
- [7] D. Dovic, B. Palm, and S. Svaic, 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 (2009), 4553-4563.
- [8] M. Khaled, F. Harambat, H. El Hage, and H. Peerhossaini, Spatial optimization of underhood cooling module – towards an innovative control approach, *Applied Energy*, 88 (2011), 3841-3849.
- [9] M. Khaled, F. Mangi, H. El Hage, F. Harambat, and H. Peerhossaini, Fan air flow analysis and Heat Transfer Enhancement of Vehicle Underhood Cooling System – Towards a New Control Approach for Fuel Consumption Reduction, *Applied Energy*, 91 (2012), 439-450.