

# Performance des échangeurs de chaleur à plaques

Iulian GHERASIM<sup>1</sup>, Nicolas GALANIS<sup>1\*</sup>, Cong Tam NGUYEN<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (Québec) Canada J1K 2R1

<sup>2</sup>Génie mécanique, Université de Moncton, Moncton (Nouveau Brunswick) Canada E1A 3E9

\* (auteur correspondant : [nicolas.galanis@usherbrooke.ca](mailto:nicolas.galanis@usherbrooke.ca))

**Résumé** - Un modèle du champ des températures dans un échangeur de chaleur à plaques tenant compte de la dissipation visqueuse a été formulé et solutionné numériquement. Il montre que l'efficacité de l'échangeur est très différente de celle évaluée selon les expressions analytiques classiques lorsqu'un des deux fluides est très visqueux, surtout quand on tient compte de l'effet de la température sur la viscosité.

## Nomenclature

$A$	surface de la plaque, $m^2$	$U$	$= h_c h_f / (h_c + h_f)$
$B$	largeur des plaques, $m$	$x$	position axiale, $m$
$b$	distance entre plaques, $m$	$z$	position adimensionnelle ( $z = x/L$ )
$C$	$\equiv (\rho Q c_p)_{min} / (\rho Q c_p)_{max}$	<i>Symboles grecs</i>	
$c_p$	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$\varepsilon$	efficacité
$d_h$	diamètre hydraulique, $m$	$\theta$	$= (T - T_{c,in}) / (T_{h,in} - T_{c,in})$
$f$	coefficient de friction	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$h$	coefficient convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$L$	longueur des plaques, $m$	$c$	fluide chaud
$NTU = (U.A/\rho.Q.c_p)$		$f$	fluide froid
$Q$	débit volumique, $m^3.s^{-1}$	$in$	entrée
$T$	température, $K$	$w$	paroi

## 1. Introduction

L'amélioration de l'efficacité énergétique est un impératif économique et écologique. Dans la poursuite de cet objectif il est donc important de caractériser la performance des échangeurs de chaleur de la façon la plus précise possible puisque l'énergie thermique intervient comme forme intermédiaire ou finale dans presque tous les procédés de conversion des sources énergétiques primaires en leur forme finale.

Traditionnellement, la performance et le dimensionnement des échangeurs de chaleur sont établis à l'aide des méthodes LMTD ou  $\varepsilon$ -NTU qui sont basées sur deux hypothèses fondamentales : la dissipation visqueuse est négligée et les propriétés thermophysiques sont considérées constantes. On obtient ainsi les courbes classiques qui indiquent que l'efficacité  $\varepsilon$  augmente de façon monotonique avec le nombre d'unités de transfert NTU. Mais il a été démontré, pour des écoulements laminaires dans des échangeurs bitubes, que cette tendance n'est pas respectée lorsqu'on tient compte de la dissipation visqueuse et de la variation de la viscosité avec la température [1].

La présente étude analyse la performance d'échangeurs de chaleur à plaques (ÉCP) en comparant les profils de température et les courbes  $\varepsilon$ -NTU pour des écoulements laminaires et turbulents et les cas suivants: sans et avec dissipation; avec viscosité constante et avec viscosité variable en fonction de la température.

## 2. Description et modélisation du problème

La figure 1a illustre un canal froid (indice  $i$ ) et les canaux chauds voisins (indices  $i-1$  et  $i+1$ ) tandis que la figure 1b illustre un canal chaud (indice  $j$ ) et les canaux froids voisins (indices  $j-1$  et  $j+1$ ) d'un ÉCP avec écoulement en contre-courant. L'ÉCP considéré a un nombre impair de canaux (indiqué par  $N$ ) et ceux situés aux extrémités sont des canaux froids. On suppose que le régime d'opération est permanent, que tous les canaux ont les mêmes dimensions, que la distribution des débits froid et chaud est uniforme dans les canaux correspondants et on néglige les transferts de chaleur avec le milieu ambiant ainsi que la conduction thermique dans les fluides et le long des plaques. On suppose aussi que le profil de vitesse dans chaque canal est développé (invariable dans la direction de l'écoulement).

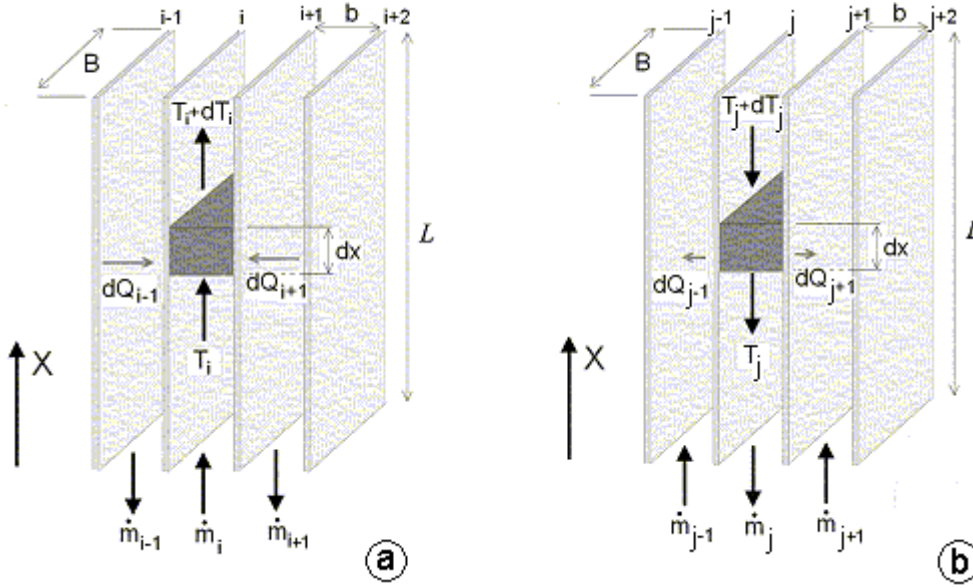


Figure 1: Volumes de contrôle (a: canal froid, b: canal chaud)

En tenant compte de la dissipation visqueuse, le bilan d'énergie pour un élément de fluide froid et chaud s'écrit respectivement:

$$\dot{Q}_i \cdot \rho_i \cdot c_{p_i} \cdot dT_i = h_{f_i} (T_{w_i} - T_i) \cdot B \cdot dx + h_{f_i} (T_{w_{i+1}} - T_i) \cdot B \cdot dx + \frac{f \cdot \dot{Q}_i \cdot \rho}{2d_h \cdot b^2 \cdot B^2} \cdot dx \quad (1)$$

$$-\dot{Q}_j \cdot \rho_j \cdot c_{p_j} \cdot dT_j = -h_{c_j} (T_j - T_{w_j}) \cdot B \cdot dx - h_{c_j} (T_j - T_{w_{j+1}}) \cdot B \cdot dx + \frac{f \cdot \dot{Q}_j \cdot \rho}{2d_h \cdot b^2 \cdot B^2} \cdot dx \quad (2)$$

Ces relations indiquent que le  $\Delta T$  du fluide froid est plus élevée que celui qui correspond à l'échange de chaleur entre les deux fluides tandis que pour le fluide chaud le  $\Delta T$  est plus petit que celui qui correspond à cette quantité de chaleur. Si on exprime l'égalité des flux convectifs pour chaque plaque on peut éliminer les températures de paroi et réécrire ces deux équations sous la forme adimensionnelle suivante:

$$\frac{d\theta_i}{dz} = (-1)^{i+1} \cdot (NTU_{i,i-1} \cdot (\theta_{i-1} - \theta_i) + NTU_{i,i+1} \cdot (\theta_{i+1} - \theta_i) + D_i) \quad (3)$$

Il faut noter que la distribution des températures est la même dans les canaux 1 et N, 2 et N-1, etc. Cette symétrie dépend de la parité du nombre  $(N-1)/2$  : si ce nombre est pair le canal situé au milieu de l'ÉCP est froid tandis que s'il est impair ce canal est chaud.

Afin de solutionner ces équations pour déterminer la distribution de la température le long de différents canaux, on calcule les coefficients de transfert convectif et le coefficient de friction à partir de corrélations pour des écoulements laminaires et turbulents dans des ÉCP [2]. Si les propriétés des fluides sont constantes, ces coefficients ne varient pas le long d'un canal et sont les mêmes pour tous les canaux froids et tous les canaux chauds (mais les valeurs pour les canaux chauds sont différentes de celles des canaux froids). Par contre, si les propriétés dépendent de la température, leurs valeurs varient dans la direction de l'écoulement et d'un canal à l'autre.

### 3. Caractéristiques, propriétés et résolution

La configuration des plaques de l'ÉCP considéré est illustrée dans la figure 2 tandis que les valeurs des paramètres géométriques sont : longueur et largeur des plaques  $L=600$  mm et  $B=218$  mm; amplitude et pas des ondulations  $b=2.9$  mm et  $p_c=14$  mm; angle du chevron  $\varphi=45^\circ$ . Le rapport entre la surface réelle de la plaque ondulée et celle de la plaque lisse de mêmes dimensions ( $= B.L$ ), calculé selon des relations standards [3, 4], est égal à 1.05.

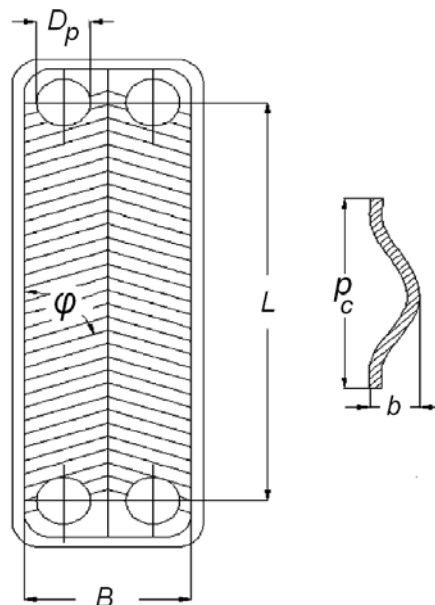


Figure 2: Configuration et caractéristiques géométriques des plaques

Les fluides considérés sont l'eau et le glycérol. Les valeurs de leur masse volumique, de leur conductivité thermique et de leur chaleur massique sont considérées constantes et sont évaluées à  $20^\circ\text{C}$ . Par contre leur viscosité dynamique est considérée variable en fonction de la température; elle est calculée selon des relations standards [5, 1].

Quatre cas différents sont analysés. Dans les deux premiers les fluides chaud et froid sont les mêmes : l'eau, avec viscosité constante évaluée à  $20^\circ\text{C}$  dans le premier cas et avec viscosité variable dans le second. Dans les deux derniers cas le fluide chaud est le glycérol et le fluide froid est l'eau; dans le troisième cas les deux viscosités sont considérées constantes

(évaluées à 20°C) tandis que dans le quatrième cas elles varient avec la température selon les relations déjà mentionnées [5, 1].

L'équation différentielle (3) a été discrétisée dans chacun des  $N$  canaux et les équations algébriques résultantes ont été solutionnées avec l'algorithme Runge-Kutta d'ordre 4. Puisque les conditions d'entrée sont alternantes (à  $x = 0$  pour les canaux impairs et à  $x = 1$  pour les canaux pairs) la solution procède par itérations. Ainsi pour le premier canal on effectue un balayage dans la direction de l'écoulement à partir de son entrée. À la fin de ce balayage on remplace pour le canal considéré les températures initiales par leurs nouvelles valeurs. On répète ensuite cette procédure pour le deuxième canal en inversant la direction du balayage et on continue pour les canaux suivants. Ceci est répété jusqu'à ce que le changement des valeurs ne soit plus significatif. Cette approche itérative est nécessaire parce que, dans le cas où les viscosités varient avec la température, le système d'équations est non-linéaire et il faut corriger les viscosités à chaque itération.

Afin de valider le code de calcul et de s'assurer que les résultats sont indépendants du nombre  $n_p$  de nœuds par canal, on a comparé la température calculée numériquement avec celle obtenue analytiquement pour un ÉCP à trois canaux. Pour ces comparaisons la dissipation a été négligée et toutes les propriétés sont constantes. Le fluide chaud est de l'eau avec un débit de 2 l/s et une température à l'entrée de 80°C; le fluide froid est aussi de l'eau avec un débit de 1 l/s et une température à l'entrée de 30°C. Le Tableau 1 présente la plus grande valeur de la différence entre ces deux résultats (parmi les  $3n_p$  valeurs) pour différentes valeurs de  $n_p$  et du rapport  $C \equiv (\rho Q c_p)_{min} / (\rho Q c_p)_{max}$ . On observe que l'erreur augmente quand les deux paramètres indépendants diminuent. Pour la suite des travaux on a donc utilisé un nombre de 200 nœuds par canal.

$C$	Nombre de nœuds $n_p$		
	10	100	200
0.05	0.38093	0.03452	0.01743
0.2	0.18313	0.01714	0.00854
0.5	0.07066	0.00676	0.00334
0.8	0.02319	0.00341	0.00243
0.99	$8,2523 \cdot 10^{-4}$	$7.8534 \cdot 10^{-5}$	$3.9162 \cdot 10^{-5}$

Tableau 1 : Effet du nombre de nœuds sur la différence entre les valeurs analytiques et numériques de la température

#### 4. Résultats et discussion

La figure 3 présente les profils de température dans les différents canaux d'un ÉCP à 19 canaux. Le fluide est de l'eau et son débit est de 2 l/s autant du côté chaud que froid. Les températures d'entrée sont respectivement 80°C et 30°C. Les nombres de Reynolds correspondants sont 3890 pour le fluide chaud et 3500 pour le fluide froid. Ces résultats ont été calculés avec des propriétés constantes et sans tenir compte de la dissipation. Les deux coefficients de transfert de chaleur sont donc constants. On constate que dans ce cas la variation des températures est presque linéaire. On remarque aussi que près des extrémités de l'échangeur (canaux 1 et 19) le fluide froid ne se réchauffe pas autant que dans la partie centrale de celui-ci (canaux 3 à 17) puisqu'il ne reçoit de la chaleur que d'un seul canal chaud. En conséquence, le fluide chaud dans les deux canaux les plus proches des extrémités de l'échangeur (canaux 2 et 18) se refroidit plus que dans la partie centrale (canaux 4 à 16).

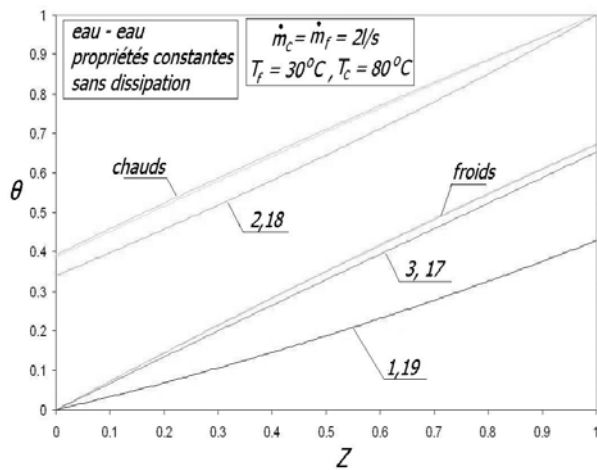


Figure 3 : Profils de température pour un ÉCP eau-eau à 19 canaux

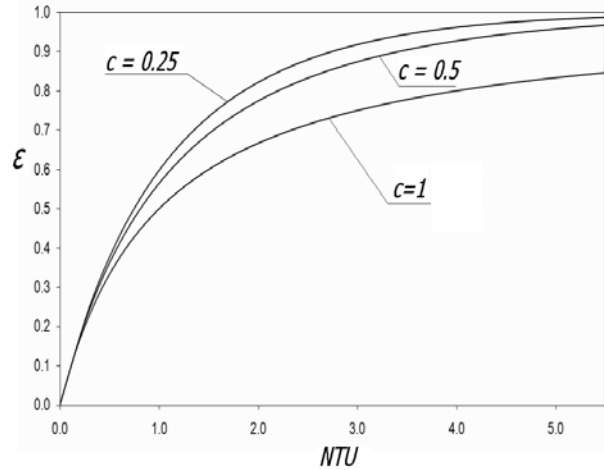


Figure 4 : Efficacité d'un ÉCP eau-eau à 19 canaux

La température des fluides chaud et froid à la sortie de l'ÉCP est calculée à partir de ces résultats en considérant que les débits correspondants se mélangent de façon adiabatique. Ainsi les températures de sortie des fluides froid et chaud sont approximativement 61°C et 49 °C respectivement. La quantité de chaleur échangée est égale à 256.4 kW tandis que le LMTD et l'efficacité sont 19 °C et 0.6 respectivement.

La figure 4 présente les courbes correspondantes de l'efficacité  $\epsilon$  en fonction du nombre d'unités de transfert NTU pour différentes valeurs du rapport des capacités thermiques  $C$ . Ces résultats ont été obtenus en faisant varier la longueur des plaques. Ils sont identiques à ceux obtenus à partir de l'expression analytique pour des écoulements à contre courant dans un échangeur bitube. Cette concordance constitue une validation du modèle et de la méthode de résolution numérique utilisés.

Les résultats obtenus en tenant compte de la dissipation montrent que ses effets sont négligeables pour les conditions spécifiées ci-haut. Ceci est confirmé à chaque nœud des 19 canaux par une évaluation numérique des différents termes des équations 1 et 2.

Des calculs analogues ont été effectués pour la combinaison glycérol-eau. La figure 5 présente les profils de température dans un ÉCP à 9 canaux calculés avec des viscosités variables. Le débit de l'eau (fluide chaud) et sa température à l'entrée de l'ÉCP sont respectivement 1.5 l/s et 20 °C tandis que le nombre de Reynolds correspondant est égal à 6056. Les valeurs correspondantes pour le glycérol (fluide froid) sont 1.014 l/s, 20 °C et 3275. Le rapport des capacités thermiques  $C$  est égal à 0.5. On remarque sur cette figure qu'encore une fois, la température dans les canaux près des extrémités de l'échangeur (canaux froids 1, 9 et canaux chauds 2, 8) sont plus faibles que dans ceux de la partie centrale. Mais, contrairement aux résultats de la figure 3, la variation de la température est loin d'être linéaire. On remarque aussi l'influence très importante de la dissipation qui cause des augmentations substantielles de la température dans tous les canaux mais surtout dans ceux avec du glycérol qui a une viscosité plus élevée que l'eau. Ceci cause une augmentation du  $\Delta T$  entre les deux fluides sur presque 90% de la longueur des plaques. Les  $\Delta T$  «sans dissipation» sont plus grands seulement près de l'entrée du fluide froid.

La figure 6 présente l'efficacité  $\epsilon$  de l'ÉCP à 9 canaux pour  $C=1$  en fonction du nombre d'unités de transfert NTU calculée de trois façons différentes. Celle obtenue en négligeant la dissipation est identique à la courbe classique calculée de façon analytique. Les deux autres,

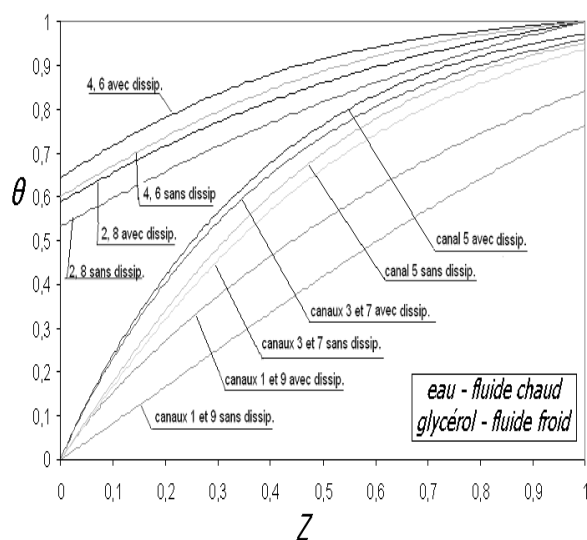


Figure 5 : Profils de température avec et sans dissipation

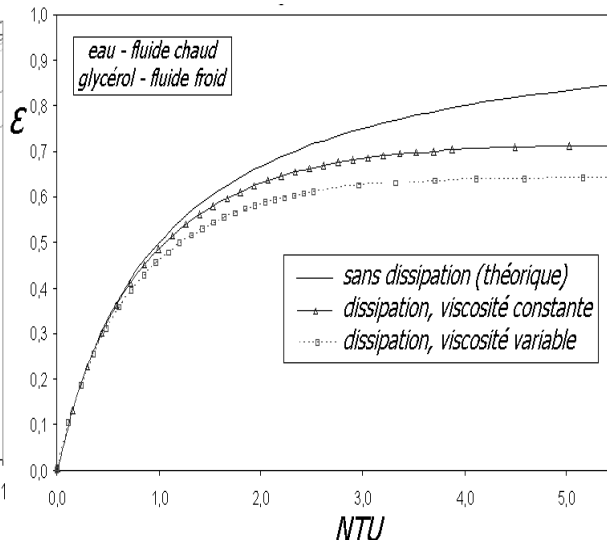


Figure 6 : Effet de la dissipation sur l'efficacité de l'ÉCP pour  $C=1$

obtenues en tenant compte de la dissipation, montrent que dans le cas considéré la dissipation cause une diminution substantielle de l'efficacité de l'échangeur. Cette diminution est plus importante quand on tient compte de l'influence de la température sur la viscosité. Ainsi, par exemple, pour  $NTU=4$ , l'efficacité théorique (sans dissipation) est égale à 0.799 tandis que si on tient compte de la dissipation elle est 0.704 avec viscosité constante (réduction de 11.9%) et 0.637 avec viscosité dépendante de la température (réduction de 20.4%).

Plusieurs autres résultats analogues, qui ne peuvent être présentés ici par manque d'espace, illustrent ces effets de la dissipation.

## 5. Conclusion

Le modèle proposé permet de calculer les profils de températures dans tous les canaux d'un échangeur à plaques et illustre les différences entre ceux situés près des extrémités et ceux de la partie centrale de l'ÉCP. Il démontre aussi de façon claire l'influence de la dissipation visqueuse sur ces profils. Il permet enfin de calculer l'efficacité de l'ÉCP en fonction du nombre d'unités de transfert et du rapport des capacités thermiques des deux fluides. Les résultats présentés montrent que l'efficacité calculée selon les expressions classiques qui négligent la dissipation et considèrent que les viscosités sont constantes est erronée quand au moins un des deux fluides est beaucoup plus visqueux que l'eau.

## Références

- [1] S. M. Bagalagel & A. Z. Sahin, Design optimization of heat exchangers with high-viscosity fluids, *Int. J. of Energy Research*, 26 (2002) 867-880.
- [2] S. Kakaç & H. Liu, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press (1992).
- [3] H. Martin, *A theoretical approach to predict the performance of chevron – type plate heat exchangers*, *Chemical Engineering and Processing*, 35 (1996), 301-310
- [4] C. S. Fernandes, R. Dias, J. M. Nóbrega & J. M. Maia, Laminar flow in chevron-type plate exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor, *Chemical Engineering and Processing*, 46 (2007) 825-833.
- [5] K. D. Hagen, *Heat transfer with applications*, Prentice Hall (1999).