

# Performances thermiques d'un échangeur « High-Efficiency Vortex » (HEV) : étude expérimentale des transferts et de l'efficacité énergétique

Akram GHANEM<sup>1\*</sup>, Thierry LEMENAND<sup>1</sup>, Dominique DELLA VALLE<sup>1,2</sup>, Hassan PEERHOSSAINI<sup>3</sup>

<sup>1</sup>LUNAM Université, Laboratoire de Thermocinétique de Nantes, CNRS UMR 6607, 44306 Nantes

<sup>2</sup>ONIRIS – Nantes, 44322 Nantes

<sup>3</sup> Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, Institut des Energies de Demain (IED), 75013 Paris

\* (auteur correspondant : akram.ghanem@univ-nantes.fr)

**Résumé** - Les générateurs de vorticité sont utilisés dans les mélangeurs statiques et les échangeurs de chaleur en vue d'accroître leurs performances, par la création de tourbillons longitudinaux favorisant le transport radial. Le générateur de vortex trapézoïdal améliore le mélange global tout en minimisant l'effet de zones mortes. Une étude expérimentale est menée sur la performance thermique dans l'échangeur de chaleur « High-Efficiency Vortex » (Chemineer<sup>TM</sup>), basé sur la technologie des ailettes trapézoïdales sous deux configurations: '*Rangées Alignées*', avec des ailettes inclinées dans le sens de l'écoulement, et '*Rangées Inversées*' où les ailettes sont inclinées dans le sens inverse.

## 1. Introduction

Des structures tourbillonnaires transversales et longitudinales peuvent être générées artificiellement dans les écoulements turbulents en insérant des perturbateurs d'écoulement, qui sont justement destinés à produire le développement d'instabilités diverses (Kelvin-Helmoltz, G rtler, etc...) [1-4]. Ces tourbillons améliorent le transfert radial, et peuvent être mis à profit dans les procédés industriels. Les générateurs de vortex existent selon différentes géométries [5-10], par exemple des ailettes inclinées fixées en paroi, et sont conçus pour répondre aux besoins spécifiques des applications souhaitées. Leur efficacité en termes de transferts permet l'intégration de plusieurs opérations dans un passage unique. Cela correspond à la définition des échangeurs-réacteurs multifonctionnels : assurer simultanément le processus de mélange, les réactions chimiques et l'échange de chaleur [11].

Cette étude expérimentale examine l'influence des ailettes trapézoïdales utilisées dans le mélangeur statique HEV   '*Rangées Alignées*' [12] sur la capacité de transfert de chaleur de l'appareil; et l'effet de leur inclinaison dans la configuration '*Rangées Inversées*'. Gretta et Smith [1] ont étudié la structure de l'écoulement dans la géométrie '*Rangées Alignées*' et ont identifié plusieurs types de structures d'écoulement induits par les perturbateurs. La structure principale crée est une paire de vortex contra-rotatif (CVP) formée dans le sillage de l'ailette en raison de la différence de pression entre la zone de faible quantité de mouvement au-dessous du perturbateur et la zone à haute quantité de mouvement au-dessus. En se développant en aval, la CVP se déforme et se divise en vortex de type 'fer à cheval' en raison de l'instabilité de Kelvin Helmholtz [3] due à la différence de vorticité entre le centre de tourbillon et le fluide environnant. En outre, lorsque l'écoulement rencontre les perturbateurs, une couche de cisaillement tridimensionnelle se forme autour de l'ailette qui devient plus instable et génère les tourbillons 'fer à cheval', qui se propagent sur les CVP et sont entraînés par convection en aval. D'autres instabilités secondaires peuvent produire des tourbillons inverses [3,4]. La Figure 1 (a) montre les principaux tourbillons générés et les structures de l'écoulement produites dans l'écoulement tourbillonnaire du HEV à ailettes alignées.

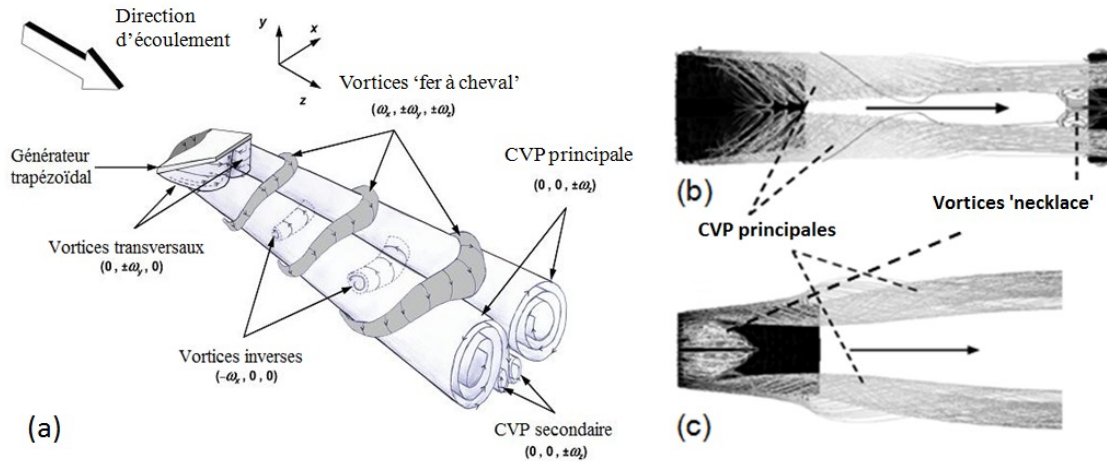


Figure 1 : (a) Structure de l'écoulement produit en aval d'un générateur de vortex trapézoïdal, (b) Lignes de courant – ailettes alignées, (c) Lignes de courant – ailettes inversées.

Dans une étude numérique récente, Habchi *et al.* [13] ont trouvé que dans les 'Rangées Inversées', la CVP occupe une grande surface de la section transversale et s'étend en aval vers le centre de l'écoulement dans les deux côtés du perturbateur comme indiqué par les lignes de courant dans la Figure 1 (c). Ces structures tridimensionnelles montrent également le rôle de la CVP dans la convection des particules de fluide dans les deux sens, radial et longitudinal, et révèlent la présence d'autres tourbillons. Un petit vortex en 'collier' (necklace) se forme en amont de l'ailette inclinée dans la direction d'écoulement. Pour les ailettes inversées, un grand tourbillon en 'collier' apparaît au bord supérieur du perturbateur dû à des gradients de pression dans le voisinage direct de l'ailette qui améliore à son tour le transfert de masse entre la zone de sillage du perturbateur et le centre de l'écoulement. En fait, la structure de l'écoulement change considérablement lorsque l'inclinaison de l'ailette est inversée. La CVP disparaît après une certaine distance en aval du fait que sa quantité de mouvement s'amortit tant qu'il migre en aval. En ce qui concerne la magnitude des vecteurs de vitesse, Habchi *et al.* [13] ont conclu que ces tourbillons sont plus énergiques que ceux rencontrés dans les 'Rangées Alignées'. La configuration 'Rangées Inversées' améliore notamment le micro-mélange et le fractionnement de gouttelettes car elle présente des taux de dissipation d'énergie élevés, 50% plus élevés que dans les 'Rangées Alignées' [13].

Dans les deux configurations, les interactions entre ces structures et l'écoulement principal améliorent le mélange par le transfert de masse entre la région proche de la paroi et le centre de l'écoulement [1,3,4]. Ce mécanisme est utilisé dans l'échangeur de chaleur HEV, où des ailettes trapézoïdales produisent un système de vortex complexe [5,6,9,10,14].

Le but de cette étude expérimentale est de quantifier l'effet des structures hydrodynamiques sur la performance globale de transfert de chaleur des deux configurations, pour évaluer la faisabilité d'un HEV à 'Rangées Inversées', cette géométrie étant caractérisée expérimentalement pour la première fois. La section suivante décrit le montage et les techniques de mesure. Les résultats et la discussion sont ensuite présentés, et enfin les conclusions.

## 2. Dispositif expérimental et méthodes

### 2.1. Circuit hydraulique et section d'essai

Le circuit hydraulique est constitué d'un réservoir à partir duquel l'eau à température ambiante est mise en circulation au moyen d'une pompe à engrenage à vitesse variable. Le débit volumique est mesuré par un débitmètre électromagnétique avec une précision de

0,25%. En amont du débitmètre, une vanne de haute résolution est utilisée pour ajuster le débit après avoir réglé la vitesse de la pompe nécessaire pour couvrir les nombres de Reynolds  $Re$ , qui varient entre 1000 et 50000 correspondant à des débits compris entre 64 L/h et 3209 L/h. Avant d'entrer dans la section d'essai, le fluide traverse un tube rectiligne de 2 mètres de longueur (100 fois son diamètre intérieur), suffisant pour assurer un profil de vitesse complètement développé à l'entrée de la section de mesure, et pour éliminer les effets d'entrée. Le circuit est équipé d'une soupape de sécurité et d'un amortisseur de pulsations pour limiter les fluctuations de pression éventuelles produites par la pompe et assurer la continuité et la stabilité de l'écoulement dans la section d'essai.

La Figure 2 montre la géométrie de la section d'essai de l'échangeur HEV composé d'un tube en acier inoxydable, dans lequel sept rangées de générateurs de tourbillons trapézoïdaux sont insérées à la paroi. Chaque rangée est constituée de quatre ailettes inclinées de  $30^\circ$  par rapport à la paroi du tube. Dans la configuration 'Rangées Alignées', les perturbateurs sont fixés dans le sens de l'écoulement, tandis que dans les 'Rangées Inversées', le sens de l'écoulement est inversé. Le tube a une longueur  $L$  de 168 mm, et un diamètre  $D$  de 22,7 mm avec une épaisseur de 1,15 mm. La distance entre deux rangées successives est de 22 mm, mesurée au niveau de la base. Le nombre de Reynolds  $Re$  de l'écoulement est défini par :

$$Re = \frac{U_m D}{\nu} \quad (1)$$

où  $U_m$  est la vitesse axiale moyenne ( $\text{ms}^{-1}$ ) et  $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide ( $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ). Les propriétés thermodynamiques de l'eau utilisées dans le calcul de différentes quantités sont déterminées à la température moyenne d'entrée-sortie du fluide qui varie en fonction de la vitesse de l'écoulement.

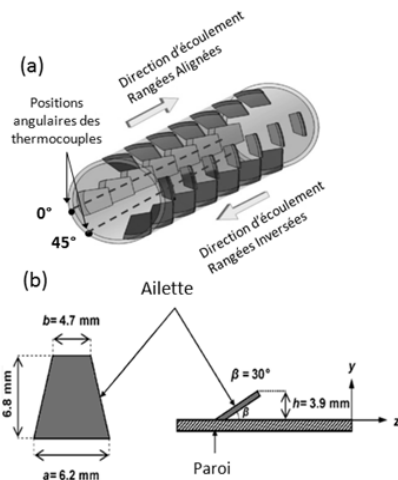


Figure 2 : Géométrie de l'échangeur HEV: (a) vue globale et (b) dimensions de l'ailette.

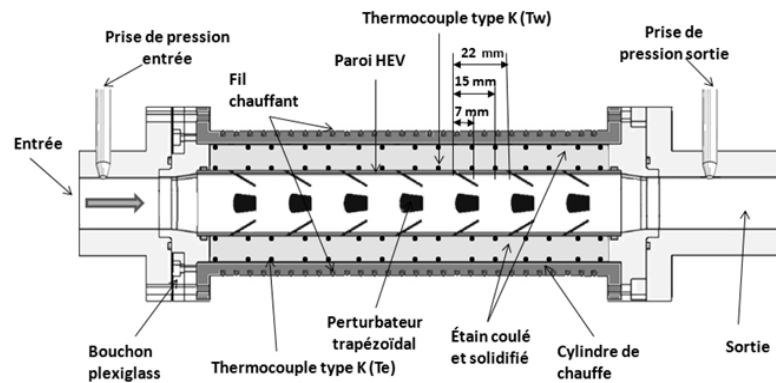


Figure 3 : Section d'essai et positions des thermocouples alignés.

## 2.2. Chauffage et mesure de température

L'échangeur HEV est logé à l'intérieur d'un cylindre de chauffe en acier inoxydable de 55 mm de diamètre intérieur comme l'illustre la Figure 3. Ce cylindre est chauffé par effet Joule à l'aide d'un fil chauffant. Cette technique de chauffage indirecte est utilisée pour fournir un flux pariétal uniforme. La puissance électrique nécessaire pour générer un flux de chaleur uniforme de 1100 Watt dans le fil est contrôlée en ajustant le voltage et le courant avec une précision de 1%. Le flux de chaleur constant sur la paroi extérieure du HEV est calculé à partir du gradient de température à travers l'espace annulaire. A cet effet, la température est mesurée à différentes positions longitudinales par des séries de thermocouples de type K avec

une précision de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , une série est soudée sur la paroi extérieure de l'échangeur de chaleur et l'autre sur la paroi intérieure du tube de chauffage. Il y a au total 4 séries de thermocouples, deux sont alignées avec les positions des ailettes, et deux sont décalés de  $45^\circ$  et soudées à une position angulaire où il n'y a pas d'ailettes fixées sur la paroi (Figure 2 (a)). Ainsi, il y a au total 46 thermocouples, chaque paire servant de fluxmètre local. Des capteurs de température calibrés sont utilisés pour mesurer la température d'entrée et de sortie d'eau. L'ensemble de la section d'essai est isolé avec de l'Isofrax®, une couverture d'isolation thermique équipée d'un indicateur de flux de chaleur sensible pour mesurer les pertes par convection.

Dans les expériences, le flux de chaleur à la paroi externe de la section d'essai est fixé par le transformateur pendant un temps permettant d'atteindre l'état d'équilibre thermique, pour chaque valeur de  $Re$ . Les températures à l'entrée, à la sortie et les températures longitudinales sont mesurées en continu par l'intermédiaire d'une chaîne d'acquisition Agilent et sont numériquement traitées en utilisant le logiciel «BenchLink Data Logger». Le coefficient de perte de charge de Darcy  $f$  est calculé grâce à la chute de pression  $\Delta P$  (Pa) mesurée par trois manomètres différentiels couvrant toutes les pertes de charge avec une précision relative entre 0,1 et 0,25%.

### 3. Résultats et discussions

Dans cette section, la performance thermique dans les deux configurations de l'échangeur HEV est étudiée pour les différents  $Re$  par l'étude du nombre de Nusselt local  $Nu$ , du nombre de Nusselt global  $Nu_g$  et du facteur de Colburn  $j$ . Les résultats sont comparés à ceux de la littérature pour l'écoulement turbulent dans un tube vide et à d'autres échangeurs de chaleur.

#### 3.1. Nombre de Nusselt local

Les expériences sont réalisées avec un flux de chaleur constant à la paroi. La température à la paroi intérieure du tube de chauffage  $T_e$  et celle de la paroi de l'échangeur HEV  $T_w$ , mesurées à différentes positions longitudinales, sont utilisées pour calculer les densités de flux de chaleur locales  $\varphi$  ( $\text{Wm}^{-2}$ ). Le rayon de l'échangeur HEV ( $R_1$ ) et celui du cylindre de chauffe ( $R_2$ ) étant proches, le problème se comporte comme une surface plane, et l'effet de courbure devient négligeable permettant l'utilisation d'une formulation plane pour calculer  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{\lambda (T_e - T_w)}{R_2 \ln(R_2 / R_1)} \approx \frac{\lambda (T_e - T_w)}{e} \quad (2)$$

Connaissant la température du fluide à l'entrée de l'échangeur, les températures moyennes du fluide à l'entrée et à la sortie de chaque segment sont successivement calculées en effectuant un bilan énergétique simple entre la chaleur transmise à travers les surfaces incrémentales de la paroi et celle transférée au fluide. Ensuite, ces températures sont utilisées pour calculer une température moyenne dans chaque segment,  $T_m$ . Les coefficients locaux de transfert convectif,  $h$  ( $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ) sont calculés en utilisant les températures  $T_w$  et  $T_m$ . Par ailleurs, les nombres de Nusselt globaux sont calculés en tenant compte de la faible évolution de la conductivité thermique du fluide  $\kappa$  ( $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ) avec l'augmentation de la température.

$$h = \frac{\varphi}{(T_w - T_m)} \quad Nu = \frac{hD}{\kappa} \quad (3)$$

La Figure 4 montre l'évolution spatiale du nombre de Nusselt local. Sur les axes horizontaux supérieurs, les segments inclinés représentent les positions des perturbateurs, et les points noirs indiquent les positions des thermocouples. Les valeurs sont dispersées autour de la valeur moyenne avec un écart maximum de 7% pour les 'Rangées Alignées' et de 12%

pour les ‘Rangées Inversées’. Les incertitudes expérimentales sont évaluées pour les grandeurs dérivées en utilisant les erreurs relatives de mesure de leurs paramètres élémentaires. L'incertitude maximale associée au nombre de Nusselt est estimée à 2,5%.

L'augmentation longitudinale du nombre de Nusselt est liée à la croissance du coefficient de transfert convectif,  $h$ , produit par l'hydrodynamique de l'écoulement. Chaque rangée d'ailettes régénère les paires de tourbillons de façon continue, et maintient le phénomène de transport radial qui transfère le fluide chaud de la zone pariétale au centre de l'écoulement tout en homogénéisant la température de la section transversale et empêchant le développement de la couche limite thermique, ce qui explique l'augmentation axiale de  $Nu$ . Le transfert de chaleur par convection est également favorisé par l'augmentation de  $Re$ . Comme le montre la Figure 4 (a), les nombres de Nusselt locaux dans la configuration ‘Rangées Inversées’ augmentent dans la direction longitudinale sur toute la longueur de l'échangeur, tandis que dans la configuration ‘Rangées Alignées’, les valeurs augmentent jusqu'à la cinquième rangée d'ailettes, et semblent ensuite atteindre un plateau. Cela confirme des résultats numériques antérieurs montrant que le régime établi est atteint sur la longueur de l'échangeur dans la configuration ‘Rangées Alignées’ et non dans la configuration ‘Rangées Inversées’ [13,14], ceci étant lié au décollement brutal des couches limites sur l'arête du perturbateur dans le second cas.

Dans les deux configurations, le transfert local de chaleur par convection dans la zone entre la paroi et la base du perturbateur est plus faible qu'en aval. Les zones de recirculation à faible vitesse prédominent dans cette région et la plupart des effets hydrodynamiques des générateurs de vortex se développent pleinement en aval de la pointe de l'ailette où, dans la géométrie ‘Rangées Alignées’, les tourbillons ‘fer à cheval’ sont produits en raison de l'instabilité de Kelvin-Helmholtz. Dans les ‘Rangées Inversées’, des niveaux plus élevés de taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente sont enregistrés. En outre, la température de l'ailette est proche de celle de la paroi, celle-ci agit comme une ailette thermique et injecte de la chaleur supplémentaire dans l'écoulement.

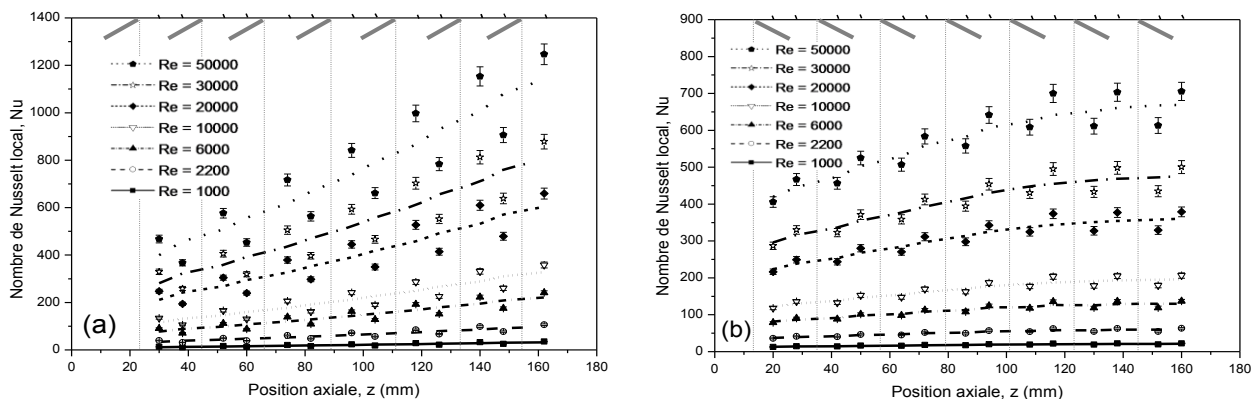


Figure 4 : Nombre de Nusselt local pour différents  $Re$ : (a) ‘Rangées Inversées’, (b) ‘Rangées Alignées’.

### 3.2. Analyse globale

La performance thermique d'un échangeur de chaleur peut être définie par le coefficient de transfert convectif global  $h_g$  ou par le nombre de Nusselt global  $Nu_g$ , qui représente le rapport entre le transfert par convection et celui par conduction sur l'ensemble de l'échangeur. La Figure 5 montre la variation du nombre de Nusselt global en fonction de  $Re$ . Les résultats confirment ceux d'études numériques précédentes [13,14] qui ont montré une augmentation du nombre de Nusselt avec  $Re$ . Pour toutes les expériences de la présente étude,  $Nu_g$  augmente avec  $Re$  et cette augmentation est attribuée particulièrement à l'augmentation de l'intensité de la turbulence.

L'équation de Gnielinski [15] (équation (4)) donne une corrélation pour le nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent dans un tube  $Nu_0$  pour des nombres de Prandtl  $Pr$  variant entre 0,5 et 200 et des  $Re$  entre 2300 et  $5 \times 10^6$  :

$$Nu_0 = \frac{(f_0 / 8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f_0 / 8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4)$$

où  $f_0$  est le coefficient de perte de charge dans un tube lisse (corrélation de Blasius):

$$f_0 = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (5)$$

L'étude numérique de Mohand Kaci *et al.* [14] prédit une augmentation moyenne de 500% des transferts de chaleur par convection dans l'échangeur HEV par rapport à un écoulement turbulent en tube vide. Pour la même gamme de nombres de Reynolds ( $7500 < Re < 15000$ ), les résultats expérimentaux sont en très bon accord avec les prédictions numériques. La présente étude, cependant, fournit des informations sur le transfert de chaleur dans une plus large gamme de régimes d'écoulement et de  $Re$ . L'amélioration la plus élevée est produite dans le régime transitoire pour  $1400 < Re < 4000$  où elle atteint des valeurs jusqu'à 1100% dans les 'Rangées Inversées' et 880% dans les 'Rangées Alignées', et diminue progressivement, pour atteindre 450% et 310% respectivement, dès que le régime devient plus turbulent et que les structures tourbillonnaires naturelles tendent à améliorer le transfert de chaleur dans le tube lisse sans la nécessité d'une production de turbulence artificielle. L'augmentation de nombre de Nusselt avec  $Re$  dans le HEV est fortement accélérée dans le tube suite à la destruction de la couche limite par chaque rangée d'ailettes. Le transfert de chaleur par convection interne n'atteint pas un plateau de saturation, ce qui signifie que les couches limites thermiques ne sont pas pleinement développées à l'intérieur du tube; ces informations seront utiles dans la conception d'échangeur de chaleur. Les nombres de Nusselt globaux dans la configuration 'Rangées Inversées' sont environ 22% plus élevés que ceux dans les 'Alignées' en raison de la forte vorticité d'écoulement et des taux de dissipation élevés de l'énergie cinétique turbulente.

En tenant compte de la variation des propriétés thermophysiques de l'eau, la variation de  $Nu/Pr^{0,4}$  en fonction de  $Re$  permet d'obtenir des corrélations *ad hoc* pour  $Nu_g$  dans les 'Rangées Inversées' et les 'Rangées Alignées' données respectivement par les équations (6) et (7). On retrouve l'exposant classique 0,8 du nombre de Reynolds en régime turbulent. [16].

$$Nu_g = 0,0321 Re^{0,861} Pr^{0,4} \quad (6)$$

$$Nu_g = 0,0385 Re^{0,813} Pr^{0,4} \quad (7)$$

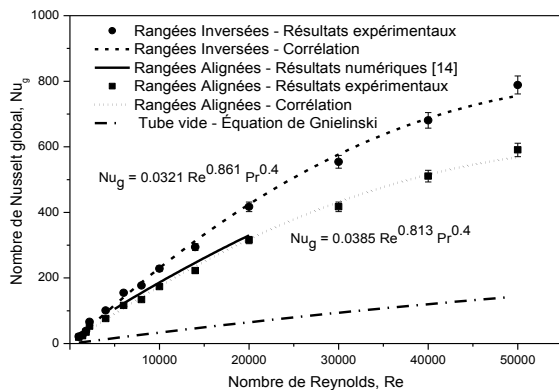


Figure 5 : Nombre de Nusselt global en fonction de  $Re$ .

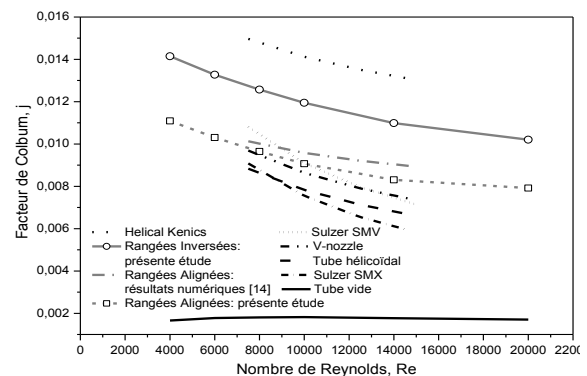


Figure 6 : Facteur de Colburn pour des échangeurs de chaleur commerciaux [14].

Ces corrélations décrivent le comportement thermique de l'écoulement dans l'échangeur HEV pour la gamme de  $Re$ . Un autre critère pour juger de l'efficacité énergétique d'un échangeur de chaleur est le facteur de Colburn  $j$ , donné par :

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (8)$$

Le facteur de Colburn quantifie le rapport entre la puissance thermique transférée et la puissance mécanique consommée. Pour un fluide donné et une gamme spécifique de  $Re$ , un facteur Colburn plus élevé indique une meilleure qualité de transfert de chaleur. La Figure 6 illustre une classification des échangeurs de chaleur commerciaux avec ce facteur révélant la performance remarquable de l'échangeur de chaleur HEV, notamment la configuration 'Rangées Inversées', par rapport à d'autres appareils. Cependant, afin de réaliser une caractérisation complète du gain net, la section suivante décrit le coefficient de frottement et le rendement énergétique des configurations de HEV.

### 3.3. Coefficient de perte de charge

Le coefficient de perte de charge de Darcy  $f$  est lié aux pertes de pression par l'équation de Darcy-Weisbach (équation 9). Le coefficient de frottement est calculé en se basant sur les mesures de pression différentielle entre l'entrée et la sortie de l'échangeur HEV.

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\rho \frac{U_m^2}{2}\right)} \quad (9)$$

où  $\rho$  est la masse volumique du fluide ( $\text{kgm}^{-3}$ ). Le rapport entre le coefficient de perte de charge dans le HEV  $f$  et celui du tube lisse  $f_0$  est tracé sur la Figure 7. Les valeurs de ce rapport semblent connaître un minimum de l'ordre de 12 pour un nombre de Reynolds d'environ 3000;  $f/f_0$  augmente à partir de  $Re=4000$  et tend à se stabiliser pour des  $Re$  supérieurs, autour de 20 pour les 'Rangées Alignées' et environ 30 pour les 'Rangées Inversées'. Ces pertes de charge restent toutefois très modérées par rapport à d'autres échangeurs de chaleur, comme le montre la Figure 8.

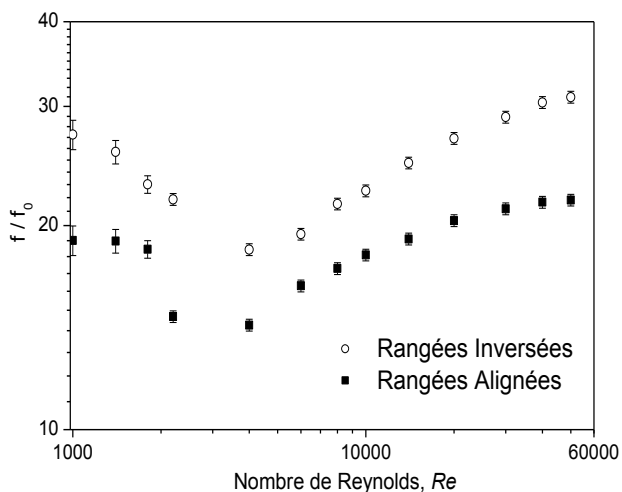


Figure 7 : Rapport des coefficients de perte de charge, HEV/tube vide.

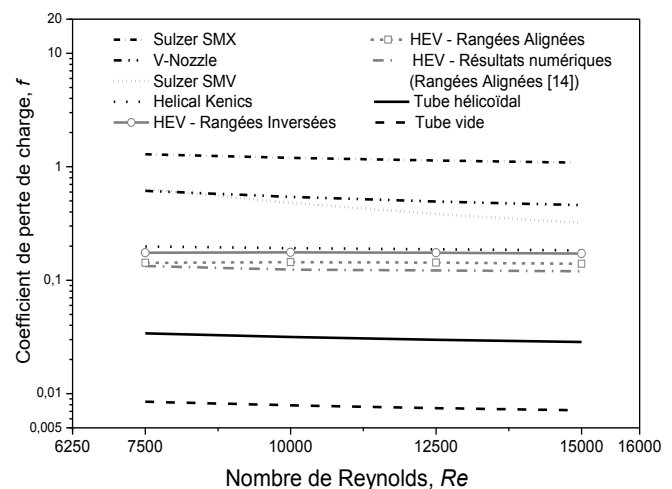


Figure 8 : Coefficients de perte de charge pour des échangeurs de chaleur commerciaux [14]

## 4. Conclusions

L'amélioration du transfert thermique convectif dans un tube équipé d'ailettes trapézoïdales inclinées dans le sens de l'écoulement et dans le sens inverse de l'écoulement est étudiée expérimentalement comparativement au fût vide. Une analyse globale des résultats est présentée et les coûts énergétiques de l'intensification du processus sont évalués. Les valeurs du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dans le tube équipé de générateurs de tourbillon sont plus élevés que ceux dans un tube lisse. La vorticité produite dans l'écoulement turbulent de l'échangeur-réacteur multifonctionnel HEV est le principal facteur de l'amélioration du transfert. L'étude expérimentale valide les résultats numériques de [13,14] et confirme la capacité de l'échangeur de chaleur de HEV, notamment la configuration 'Rangées Inversées',    améliorer le transfert de chaleur par convection, tout en produisant des pertes de pression modérées.

## Références

- [1] Greta WJ and Smith CR. The flow structure and statistics of a passive mixing tab. *Trans. ASME J. Fluids Eng.* 1993;115:255-263.
- [2] Fiebig M. Vortices, Generators and heat transfer. *Chem. Eng. Res. Des.* 1998;76:108-123.
- [3] Yang W, Meng H, Sheng J. Dynamics of hairpin vortices generated by a mixing tab in a channel flow. *Exp. Fluids* 2001;30:705-722.
- [4] Dong D and Meng H. Flow past a trapezoidal tab. *J. Fluid Mech.* 2004;510:219-242.
- [5] Elavarasan R, Meng H. Flow visualization study of role of coherent structures in a tab wake, *Fluid Dyn. Res.* 2000;27:183-197.
- [6] Jones JP. The calculation of paths of vortices from a system of vortex generators, and a comparison with experiment. Tech. Rep. C.P. No. 361, Aeronautical Research Council, UK, 1957.
- [7] Ghanem A, Habchi C, Lemenand T, Della Valle D, Peerhossaini H. Energy efficiency in process industry – High-efficiency vortex (HEV) multifunctional heat exchanger. *Renew. Energy* 2013, doi: 10.1016/j.renene.2012.09.024.
- [8] Lemenand T, Durandal, C, Della Valle D, Peerhossaini H. Turbulent direct-contact heat transfer between two immiscible fluids. *Int. J. Thermal Sciences* 2010;49:1886-1898.
- [9] L  gdberg O, Fransson JHM, Alfredsson PH. Streamwise evolution of longitudinal vortices in a turbulent boundary layer, *J. Fluid Mech.* 2009;623:27-58.
- [10] Habchi C, Lemenand T, Della Valle D, Peerhossaini H. Alternating mixing tabs in multifunctional heat exchanger-reactor. *Chem. Eng. Process* 2010;49:653-661.
- [11] Habchi C, Russeil S, Bougeard D, Harion JL, Lemenand T, Della Valle D, Peerhossaini H. Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers. *Appl. Therm. Eng.* 2012;38:14-25.
- [12] Chemineer, Kenics. *Static Mixing Technology, Bulletin 800 (commercial documentation)*, Chemineer Inc., Dayton, OH, 1998.
- [13] Habchi C, Lemenand T, Della Valle D, Peerhossaini H. Turbulent mixing and residence time distribution in novel multifunctional heat exchangers-reactors. *Chem. Eng. Process* 2010;49:1066-1075.
- [14] Mohand Kaci H, Habchi C, Lemenand T, Della Valle D, Peerhossaini H. Flow structure and heat transfer induced by embedded vorticity. *Int. J Heat Mass Trans.* 2010;53:3575-3584.
- [15] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flow. *Int. Chem. Eng.* 1976;16:359-368.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6<sup>th</sup> ed.)*. New York: Wiley 2007, ISBN 09780471457282.