

Intensification des transferts convectifs par vorticité longitudinale

Akram GHANEM¹, Charbel HABCHI^{1,2}, Thierry LEMENAND¹, Dominique DELLA VALLE^{1,3}, Hassan PEERHOSSAINI^{1,*}

¹ Groupe Thermofluides, Ecoulement Complexes, et Energie, Laboratoire de Thermocinétique de Nantes, CNRS UMR 6607, Polytech' Nantes, La Chantrerie, Rue Christian Pauc – 44306 Nantes

² Ecole des Mines de Douai, Département Energétique Industrielle – 59500 Douai, France

³ ONIRIS Nantes, Rue de la Géraudière – 44322 Nantes

* (auteur correspondant : hassan.peerhossaini@univ-nantes.fr)

Résumé - Les tourbillons longitudinaux présentent une importance fondamentale dans l'amélioration des transferts de masse et de chaleur dans les écoulements ouverts et internes. Plusieurs formes de générateurs de vorticité peuvent être utilisées dans les échangeurs de chaleur en vue d'accroître leur efficacité et leur performance. Le générateur de vortex trapézoïdal, utilisé dans l'échangeur/réacteur multifonctionnel HEV (High Efficiency Vortex), a été largement étudié en raison de sa capacité à améliorer le mélange turbulent et la dispersion liquide/liquide [1,2]. Ce travail présente une étude expérimentale du transfert thermique dans l'échangeur HEV muni de générateurs de vortex de forme trapézoïdale.

Nomenclature

D	diamètre de l'échangeur (mm)	<i>Symboles Grecs</i>	
f	facteur de frottement	ν	viscosité cinématique (m^2s^{-1})
h	coefficient de transfert convectif ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)	κ	conductivité thermique ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
Nu	nombre de Nusselt	λ	conductivité thermique de la graisse conductrice ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
Pr	nombre de Prandtl	ρ	masse volumique (kg m^{-3})
Re	nombre de Reynolds	φ	densité de flux de chaleur (Wm^{-2})
T	température (K)	<i>Indices</i>	
C_p	chaleur spécifique ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	p	paroi
		m	moyen
		e	extérieur

1. Introduction

Les phénomènes de transfert convectif sont fortement améliorés par les tourbillons transversaux et longitudinaux [2,3]. Les tourbillons longitudinaux sont efficaces dans l'amélioration du transfert de chaleur parce qu'ils combinent les mécanismes principaux d'intensification de transfert de chaleur: développement de couches turbulentes tridimensionnelles, réduction de l'épaisseur de la sous-couche laminaire près de la paroi et intensification de la vorticité, augmentant ainsi les transferts convectifs dans la section de l'écoulement [3].

Des études numériques ont été réalisées sur la géométrie HEV équipée de générateur de vorticité longitudinale afin de caractériser les structures de l'écoulement et leurs effets sur les transferts de masse et de chaleur [3]. Les résultats de ces études montrent l'importance de la vorticité sur les transferts convectifs dans ce type d'écoulement : amélioration de 500% par rapport à un écoulement en tube droit.

Dans cette étude nous présentons des mesures expérimentales permettant de valider et quantifier cette amélioration. Ce papier est organisé comme suit : la structure de l'écoulement est discutée dans la section 2. La section 3 présente le dispositif expérimental et la technique de mesure utilisée. Les résultats et les comparaisons sont discutés dans la section 4 et la section 5 comprend les conclusions.

2. Structure de l'écoulement et génération des tourbillons

Dans le domaine des échangeur-réacteurs multifonctionnels (ERM), les générateurs de vortex peuvent être facilement incorporés dans des canaux compacts ou des tubes lisses dans le but d'améliorer les transferts convectifs entre les fluides à haute et à faible quantité de mouvement [4]. Les fluctuations à grande vitesse dans les couches de cisaillement produites par les bords de fuite du générateur, qui peuvent être caractérisées par une énergie cinétique turbulente élevée, entraînent un écoulement oscillatoire auto-entretenu quand elles deviennent instables. C'est le cas du générateur de vortex trapézoïdal, qui est étudié en raison de sa capacité à améliorer le mélange turbulent et le transfert de masse avec une faible consommation énergétique [5].

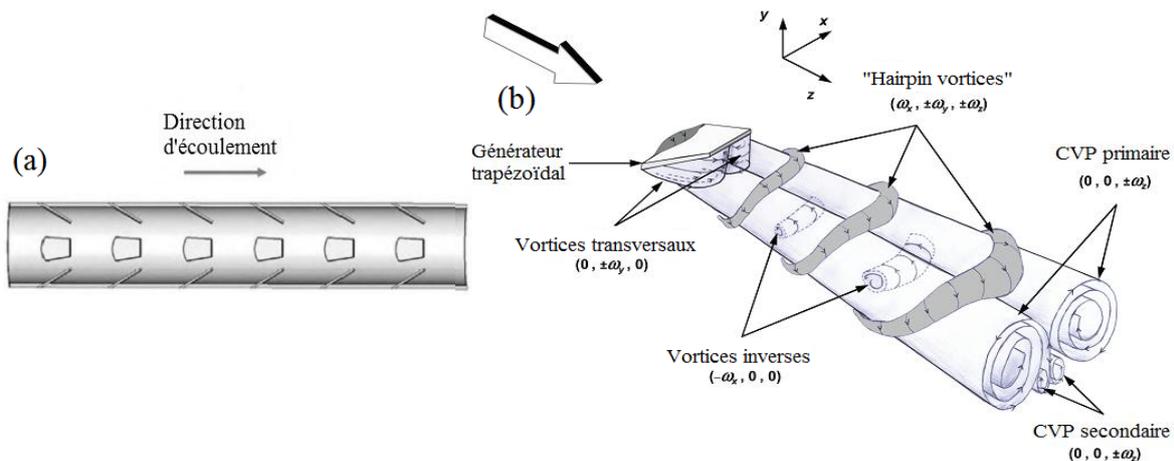


Figure 1 : (a) Géométrie et (b) Structures de l'écoulement générées par un générateur trapézoïdal.

Lorsque ces perturbateurs sont fixés avec un angle d'inclinaison par rapport à la paroi du tube, une différence de pression est générée entre la zone de haute quantité de mouvement dans le centre du tube, et celle de faible quantité de mouvement dans le sillage du perturbateur ce qui déclenche un mouvement tourbillonnaire longitudinal sous la forme de deux tourbillons contrarotatifs. En raison de l'instabilité de Kelvin-Helmholtz, la couche de cisaillement générée par les bords de fuite du générateur devient instable et génère des tourbillons périodiques instationnaires de type « fer à cheval » ou « hairpin », comme le représente la Figure 1. L'échangeur HEV, conçu pour exploiter ces structures cohérentes, a montré une grande efficacité dans les transferts de masse et de chaleur avec une faible consommation d'énergie [6]. La présence des vortex améliore les phénomènes de transport.

3. Etude expérimentale

3.1. Section test et circuit thermo-hydraulique

L'échangeur/réacteur multifonctionnel HEV est composé d'un tube droit circulaire dans lequel six rangées de perturbateurs sont insérées aux parois. Chaque rangée de perturbateur est constituée de quatre perturbateurs trapézoïdaux, diamétralement opposés et inclinés de 30°

par rapport à la paroi. La section d'essai a une longueur de 145 mm et un diamètre de 22.7 mm. La distance séparant deux rangées successives de perturbateurs est de 22 mm.

L'échangeur est relié, en amont, à un tube de 20mm de diamètre et de 2m de longueur. Ce tube a pour rôle d'assurer un écoulement pleinement développé à l'entrée de la section d'essai. Une soupape de sécurité est ajoutée au circuit ainsi qu'un amortisseur de pulsation dont le rôle est de limiter les fluctuations de pression produites par la pompe et d'assurer la continuité et la stabilité de l'écoulement dans la section d'essai. Les caractéristiques du fluide de travail (eau), prises constantes, apparaissent dans le Tableau 1.

Eau	ρ kg m ⁻³	C_p J kg ⁻¹ K ⁻¹	ν m ² s ⁻¹	κ Wm ⁻¹ K ⁻¹	Pr
	998	4186	10 ⁻⁶	0.60	6.96

Tableau 1 : Caractéristiques physiques du fluide de travail

3.2. Echauffement et acquisition de données

L'échauffement de l'eau se fait à l'aide d'un flux de chaleur imposé aux parois de l'échangeur et généré par effet Joule au sein d'un fil chauffant coaxial de 2 mm de diamètre, alimenté par une source de puissance électrique (SODILEC – Convergie) de 200 Watt. Le fil est enroulé autour d'un tube extérieur en inox (deux demi-coquilles), de 55 mm de diamètre, et hébergé par des rainures circulaires de 2mm de profondeur (Figure 2). Une graisse polymère thermique de conductivité λ de 0.70 Wm⁻¹K⁻¹ est injectée entre ce tube et l'échangeur HEV pour assurer l'homogénéité d'échauffement. Le flux de chaleur traversant cette graisse et les parois de l'échangeur HEV est mesuré grâce au gradient de température entre la surface extérieure de l'échangeur et la surface intérieure du tube d'inox.

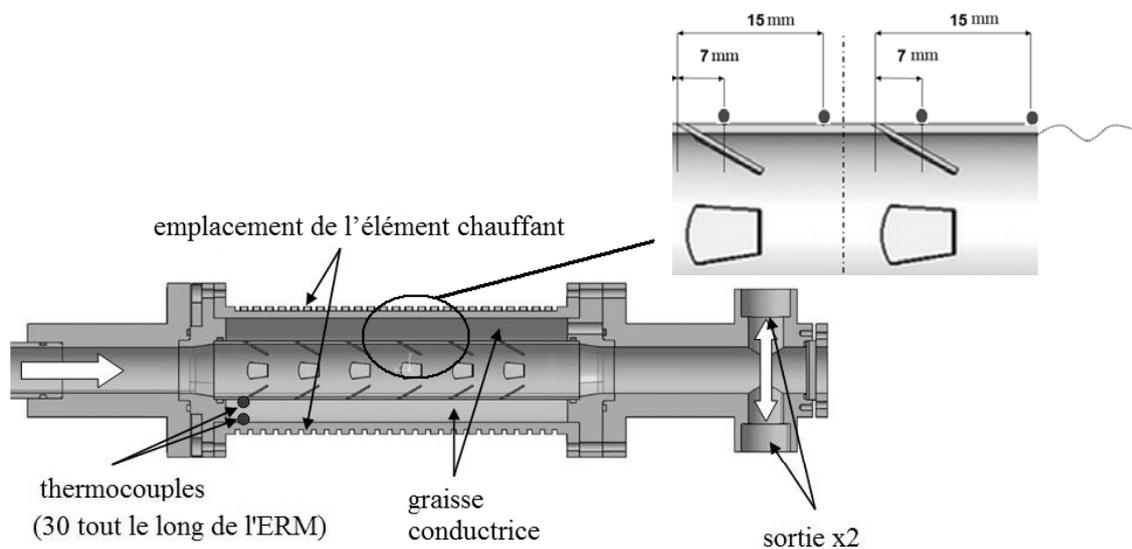


Figure 2 : Section test et détails sur la disposition des thermocouples

Les températures sont mesurées à différentes positions longitudinales par deux séries superposées de 15 thermocouples de type K, de 80 μ m de diamètre, dont chaque paire sert de fluxmètre. Une boîte froide isolée et équipée d'une sonde platine sert à conserver une température de référence constante au cours des mesures. Les mesures en régime permanent sont effectuées à l'aide d'une chaîne d'acquisition « Agilent » et traitées sur le logiciel « BenchLink Data Logger ». La section d'essai est isolée par une boîte en polystyrène de

conductivité thermique de 0.03 W/mK et de 20 mm d'épaisseur et équipée d'un fluxmètre afin de mesurer le flux de chaleur perdu.

4. Résultats et discussions

4.1. Mesure de la température et du coefficient de transfert convectif

La couche de cisaillement détachée de la périphérie du générateur de tourbillon est le site de haute production d'énergie cinétique turbulente dont la valeur augmente dans la direction longitudinale jusqu'à la quatrième rangée de perturbateurs [1,3]. L'instabilité de Kelvin-Helmholtz dans cette couche génère des tourbillons en épingle à cheveux qui produisent une distribution de température plus uniforme dans la section transversale du tube et permettent également d'intensifier le transfert de chaleur. Comme la température du générateur de vortex est très proche de la température de la paroi, celui-ci joue le rôle d'ailette thermique et injecte de la chaleur supplémentaire dans l'écoulement principal.

L'évolution de la température est liée au développement de la couche limite thermique contrôlée par la succession des ailettes. Chaque rangée de perturbateurs déstabilise et renouvelle la couche limite par un processus de superposition des couches successives. Un désavantage de l'échangeur HEV est la zone d'échauffement excessive dans le sillage de chaque générateur. Dans ces régions de recirculation, la chaleur est piégée dans les tourbillons transversaux et ne peut être transportée au fluide environnant que par diffusion.

Le coefficient de transfert, h est calculé à partir de :

$$h = \frac{\varphi}{(T_p - T_m)} \quad (1)$$

La densité de flux de chaleur, φ est calculée à partir des températures mesurées :

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} (T_e - T_p) \quad (2)$$

Le Tableau 2 reprend les valeurs mesurées de h_{global} en fonction du nombre de Reynolds.

Re	2160	4530	6390	8670	10460	12860	14920
h_{global} [Wm ⁻² K ⁻¹]	1192	1781	2076	2300	2549	2682	3023

Tableau 2 : Valeurs de h_{global} obtenues expérimentalement

4.2. Analyse globale et performance thermique

La performance thermique d'un échangeur de chaleur peut être représentée par le nombre de Nusselt, qui représente le rapport entre les transferts convectifs et conductifs,

$$Nu = \frac{hD}{\kappa} \quad (3)$$

La Figure 3 montre l'évolution longitudinale du nombre de Nusselt sur les sections de l'échangeur pour différents nombres de Reynolds. Nous avons calculé une incertitude de 3,6%. L'évolution de ces profils est liée aux variations du coefficient de transfert convectif, h , produites par l'hydrodynamique de l'écoulement. La paire de tourbillons longitudinaux génère une vorticité longitudinale et redistribue la chaleur dans la section du tube. L'écoulement secondaire dans le plan de symétrie de l'ailette transfère la chaleur de la proximité de la paroi chaude à la région froide proche de l'axe du tube, ce qui augmente le transfert radial de chaleur.

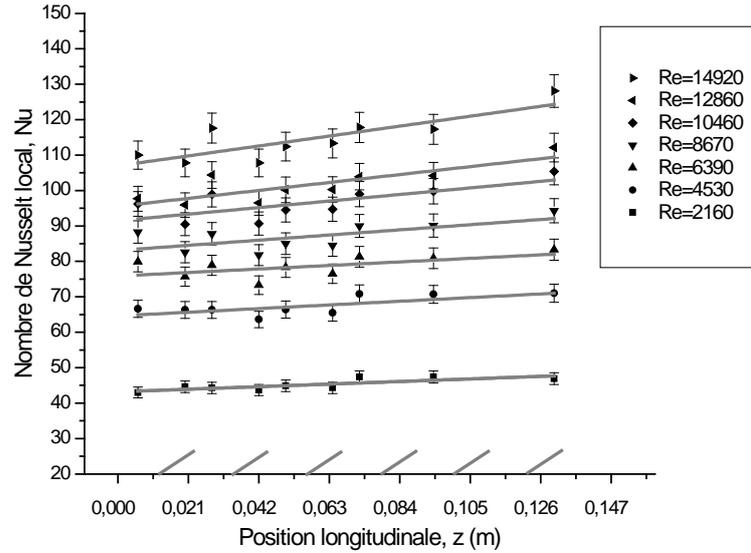


Figure 3 : Nombre de Nusselt local pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

Des études numériques CFD précédentes [1,3] montrent une croissance rapide du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds, vérifiée par les résultats ci-dessus. Les profils de Nusselt suivent une évolution croissante dans la direction longitudinale accompagnée par le renouvellement de la couche limite thermique après chaque rangée des perturbateurs. L'équation de Gnielinski [7], équation (4) donne une corrélation de Nu dans un tube vide pour des nombres de Prandtl de 0,5 à 200 et des nombres de Reynolds de 2300 à 5×10^6 :

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4)$$

où f est le coefficient de frottement, dans un tube lisse,

$$f = 0.079Re^{-0.25} \quad (5)$$

Le facteur de Colburn j donné par l'équation (7) quantifie le rapport de la puissance thermique transférée à la puissance mécanique consommée. Pour un fluide donné et une gamme précise de nombre de Reynolds, un facteur de Colburn plus élevé indique une meilleure qualité de transfert.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (6)$$

L'étude numérique de Mohand Kaci *et al.* [3] exhibe un facteur de Colburn de 0,01 pour l'échangeur HEV, ce qui représente une amélioration de 500% par rapport au tube vide ($j=0,002$). Les résultats présentés dans la Figure 5 confirment ces améliorations pour les régimes laminaires et transitoires. La comparaison avec les différentes géométries (Helical Kenics, Sulzer SMX et SMV, V-nozzle turbulators, ...) en termes de coefficients de frottement et de Colburn montre une meilleure efficacité énergétique de l'échangeur HEV. Pour une gamme de nombre de Reynolds entre 2000 et 15000, la valeur moyenne de Nu vaut 85 avec une perte de charge de 740 Pa. La Figure 4 compare les nombres de Nusselt globaux expérimentaux, Nu_g avec ceux calculés par la corrélation de Gnielinski dans un tube vide, Nu_0 . Dans la zone de faibles Re , où l'écoulement est laminaire dans le tube vide et le transfert est faible, l'échangeur HEV montre des valeurs relativement élevées de Nu . Quand l'écoulement turbulent est atteint, l'augmentation relative est moins importante. L'indice

d'intensification des transferts convectifs, χ (équation 6) traduit l'augmentation du nombre de Nusselt dans l'échangeur HEV par rapport à un tube vide (Figure5).

$$\chi = \frac{Nu_g - Nu_0}{Nu_0} \quad (7)$$

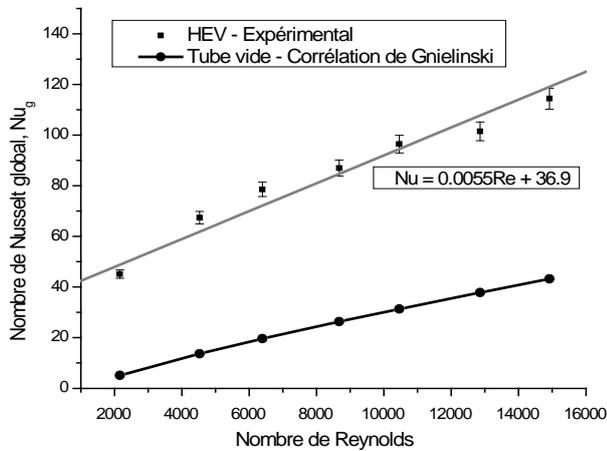


Figure 4 : Nombre de Nusselt global, Nu_g

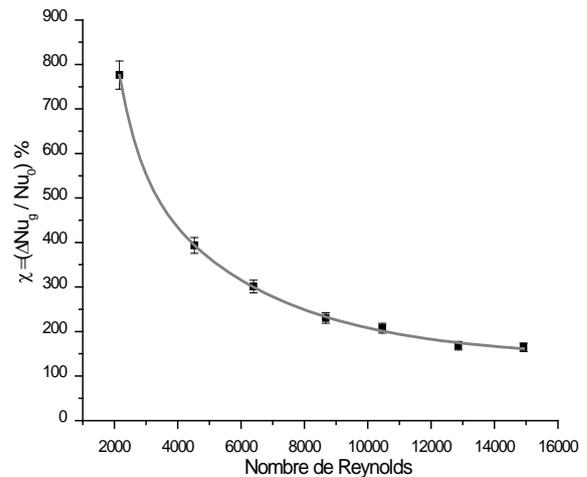


Figure 5 : Indice d'intensification relative de transfert

5. Conclusions et perspectives

La vorticité longitudinale produite dans l'écoulement tourbillonnaire de l'échangeur-réacteur multifonctionnel HEV est le facteur principal de l'intensification des transferts. L'étude expérimentale valide les résultats numériques et montre les capacités de l'échangeur HEV   améliorer les transferts convectifs. Une étude approfondie nécessite des modifications sur le dispositif expérimental : afin d'accroître les gradients de température entre l'entrée et la sortie et en vue de réduire les biais de mesures, nous envisageons l'augmentation de la puissance d'échauffement et de la conductivité thermique du milieu entourant l'échangeur.

Références bibliographiques

- [1] C. Habchi, T. Lemenand, D. Della Valle, H. Peerhossaini, Turbulent mixing and residence time distribution in novel multifunctional heat exchangers-reactors, *Chemical Engineering and Processing* 49 (2010) 1066–1075.
- [2] Thierry Lemenand, C dric Durandal, Dominique Della Valle, Hassan Peerhossaini, Turbulent direct-contact heat transfer between two immiscible fluids, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1886–1898.
- [3] Hakim Mohand Kaci, Charbel Habchi, Thierry Lemenand, Dominique Della Valle, Hassan Peerhossaini. Flow structure and heat transfer induced by embedded vorticity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 3575–3584.
- [4] A.M. Jacobi, R.K. Shah, Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 11 (1995) 295–309.
- [5] W.J. Greta, C.R. Smith, The flow structure and statistics of a passive mixing tab, *J. Fluid Eng.* 115 (1993) 255–263.
- [6] Chemineer, Kenics: Static Mixing Technology, *Chemineer Inc.*, Bulletin 800, 1998.
- [7] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.* 16 (1976) 359–368.