

# Intensification des transferts thermiques dans un échangeur chaotique par des écoulements pulsés.

Fareed Hussain MANGI <sup>1,2</sup>, Thierry LEMENAND <sup>3\*</sup>, Dominique DELLA VALLE <sup>4</sup>,  
Mojtaba JARRAHI <sup>5</sup>, Hassan PEERHOSSAINI <sup>6</sup>

<sup>1</sup> LUNAM Université, LTN, CNRS UMR 6607, Nantes

<sup>2</sup> Energy and Environment Engineering Department. Quaid e Awam University, Nawabshah, Pakistan

<sup>3</sup> LARIS, EA 7315, Université d'Angers, ISTIA, Angers

<sup>4</sup> ONIRIS, Nantes

<sup>5</sup> Université Paris-Sud, LIMSI, CNRS UPR 3251, Orsay

<sup>6</sup> Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, Institut des Energies de Demain (IED), Paris

\* (auteur correspondant : [thierry.lemenand@univ-nantes.fr](mailto:thierry.lemenand@univ-nantes.fr))

## Résumé –

Il est proposé dans ce travail de quantifier une intensification du transfert de chaleur dans un échangeur chaotique grâce à des écoulements pulsés. Des études précédentes (Jones *et al.*, 1989 ; Acharya *et al.*, 1992 ; Mokrani *et al.*, 1997) ont montré qu'un agencement de coudes alternés dans un tube peuvent augmenter le mélange et le transfert de chaleur : à chaque changement de direction les cellules de Dean sont déstructurées, créant ainsi un écoulement chaotique en advection. L'idée mise en œuvre dans cette étude consiste à superposer des oscillations temporelles à un écoulement stationnaire pour obtenir des écoulements pulsés, qui induisent des étirements/repliements supplémentaires des cellules de Dean, favorables à l'intensification du mélange et des transferts thermiques. L'influence des paramètres de pulsation sur le transfert thermique, en termes de fréquence et d'amplitude notamment, permet dans cette étude de déterminer les conditions opératoires les plus efficaces.

Un système expérimental a été mis au point, comprenant un générateur de pulsations de débit dans un tube à coudes alternés tenant lieu d'échangeur (diamètre interne de 8 mm et rapport de courbure de 44 mm). Celui-ci est plongé dans un bain chaud de grand volume devant celui de l'échangeur. Les mesures de températures sont effectuées par des thermocouples de type K dans les sections transversales de l'échangeur. Les conditions expérimentales correspondent à des gammes de nombres de Reynolds entre [600–5000], de fréquence adimensionnelle entre [8–20], et de rapports d'amplitude jusqu'à 13 fois le débit moyen. Nous avons mené l'ensemble de ces mesures pour trois formes de signaux pulsés : sinusoïdal, triangle et carré. Les effets des différents signaux pulsés sur l'intensification du transfert de chaleur sont analysés.

## Nomenclature

		<i>Symboles grecs</i>	
$Re_{st}$	Nombre de Reynolds basé sur le diamètre et la vitesse stationnaire moyenne		
$r_o$	Rayon de la section de tuyau, $m$	$\alpha$	Nombre de Womersley
$T_{entrée}$	Température à l'entrée, $^{\circ}C$	$\beta$	Amplitude de la vitesse
$T_{sortie}$	Température à la sortie, $^{\circ}C$	$\eta$	Efficacité d'échangeur, %
$T_s$	Température de réservoir, $^{\circ}C$	$\nu$	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$\Delta T$	Différence de température, $^{\circ}C$	$\omega$	Vitesse angulaire, $rad.s^{-1}$

## 1. Introduction

Le chauffage/refroidissement de fluides visqueux ou fragiles, dans des conditions optimales d'efficacité énergétique et de temps de séjour, est un problème contraint par le fait qu'il doit s'effectuer dans des conditions d'agitation douce. Pour obtenir un mélange et un chauffage homogènes, il est nécessaire d'utiliser des géométries d'échangeurs susceptibles de mélanger efficacement les liquides en générant des perturbations dans les écoulements. Une solution est proposée dans cette étude avec le mélangeur à tubes coudés alternés, associé avec un écoulement pulsé.

La configuration à coude alternés permet d'obtenir un écoulement à advection chaotique qui est plus favorable aux transferts que le tube coudé à chiralité directe. En effet, dans des tubes hélicoïdaux, des régions séparées chaudes et froides sont formées par les cellules de Dean qui se maintiennent tout au long de l'échangeur (Raju et Rathna, 1970), alors que le changement d'orientation du coude permet de casser cette cellule et de la réorganiser en réduisant la ségrégation des traceurs. Cette conclusion a été mise en avant dans de nombreux travaux antérieurs (Aref (1984), Jones et al. (1989), Mokrani (1997), Lemenand et Peerhossaini (2002), Timité (2005), Habchi et al. (2009), Jarrahi (2010), Funakoshi et Jang (2012)).

Récemment, un intérêt croissant est apparu concernant les effets d'un écoulement pulsé sur les transferts de chaleur par convection. La superposition d'une pulsation sur un écoulement stationnaire « de base » permet un meilleur renouvellement des couches limites hydrodynamiques et thermiques, améliorant *a priori* le transfert de chaleur. L'effet des pulsations a fait l'objet d'études antérieures, qui ont majoritairement signalé une augmentation du transfert de chaleur due à l'écoulement pulsé : Pavlova et Amitay (2006), Chen et Zhao (2006), Elshafei et al. (2008), Olayiwola et Walzel (2009), Valiorgue et al. (2009), Akdag (2010), Persoons et al. (2011), Jafari et al. (2013), Yin et Ma (2014) ont montré que la pulsation augmente le transfert de chaleur.

Cette étude est consacrée à l'effet de pulsations sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à effet d'advection chaotique, constitué de tubes circulaires. Les expériences sont effectuées pour un nombre de Reynolds de 800. Trois formes d'onde – signaux sinusoïdaux, triangulaires et carrés – sont utilisées, avec des conditions de pulsation caractérisées par un nombre de Womersley  $\alpha = r_o \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{\frac{1}{2}}$  entre 0 et 20 (une fréquence entre 0 et 4 Hz), et un rapport d'amplitude de la vitesse  $\beta = \frac{U_{pulsé}}{U_{st}}$  entre 1 et 4.

## 2. Système expérimental

### 2.1 L'échangeur de chaleur

Un dispositif expérimental (Figure 1) est spécialement dédié à l'étude des conditions de pulsation sur le transfert de chaleur. L'échangeur, de 1,15 m de longueur développée et diamètre interne de 8 mm, constitué de 12 coudes à 90° alternés de rayon de courbure de courbure 44 mm (longueur droite entre chaque coude 0.008 m), est immergé dans un réservoir rectangulaire (300×400×250 mm) en acier inoxydable rempli d'eau chauffée. Le fluide chaud est maintenu à température constante grâce à un thermostat de chauffage (LAUDA RK20KS). Le fluide froid est mis en circulation dans l'échangeur, dont la température d'entrée est ajustée par un thermostat de refroidissement (LAUDA RP855).

La boucle hydraulique comprend essentiellement le système de génération de pulsations, et un tube droit de 2 m entre l'échangeur de chaleur et le système de pulsation qui permet d'assurer un écoulement hydrodynamiquement développé à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Des thermocouples de type K sont utilisés pour mesurer les températures d'entrée et de sortie, avec un système de déplacement vertical qui permet de mesurer à 8 points différents sur une section du tube (mesurés successivement sur une section). Les mesures à l'entrée  $T_{\text{entrée}}$  sont positionnées à 20 mm avant l'entrée de l'échangeur et celles en sortie  $T_{\text{sortie}}$  sont effectuées à 20 mm en aval de celui-ci. Elles sont enregistrées grâce à un banc Agilent Link Data Logger. Une sonde de platine mesure la température du fluide dans le réservoir.

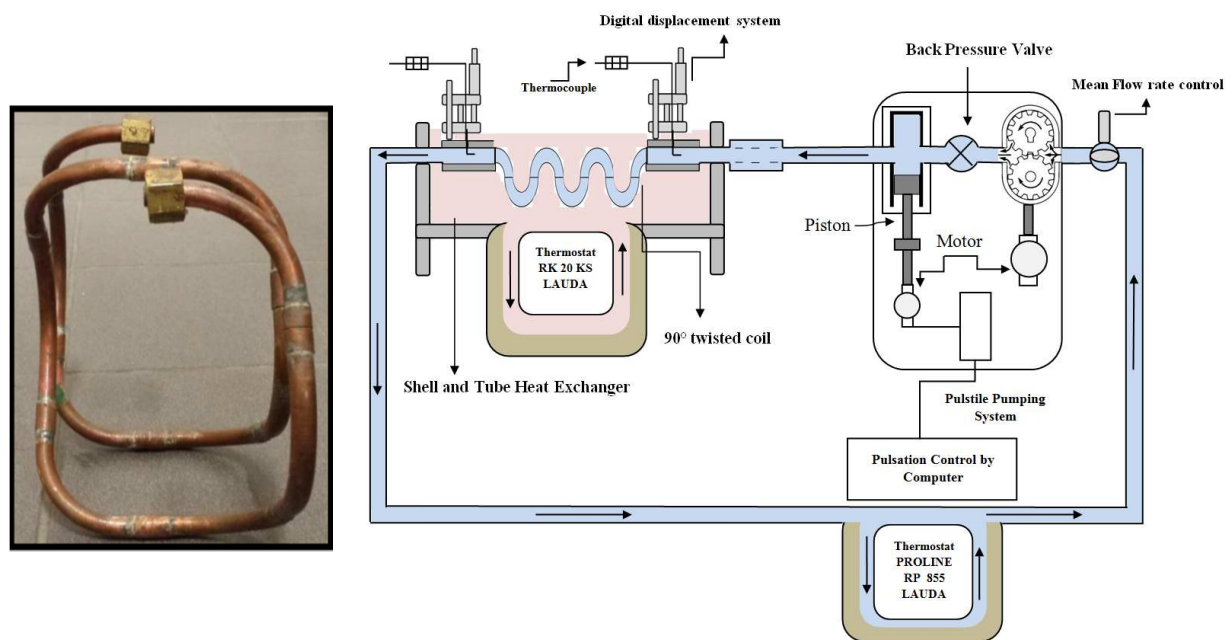


Figure 1. Dispositif expérimental de l'échangeur de chaleur intermittent.

### 2.2 Génération de l'écoulement pulsé

Le système pulsatile de pompage (Figure 2) est généré par la combinaison d'une pompe à engrenage, qui fournit la composante moyenne, et une pompe à piston pour la composante périodique, commandée par un système d'acquisition avec étui (NI USB6211 sous LABVIEW), placées en série. Celle-ci permet d'injecter différentes formes d'onde de signal : sinusoïdale, carrée et triangulaire, d'une fréquence maximale de 4 Hz avec un débit instantané maximal de 10 L/min.

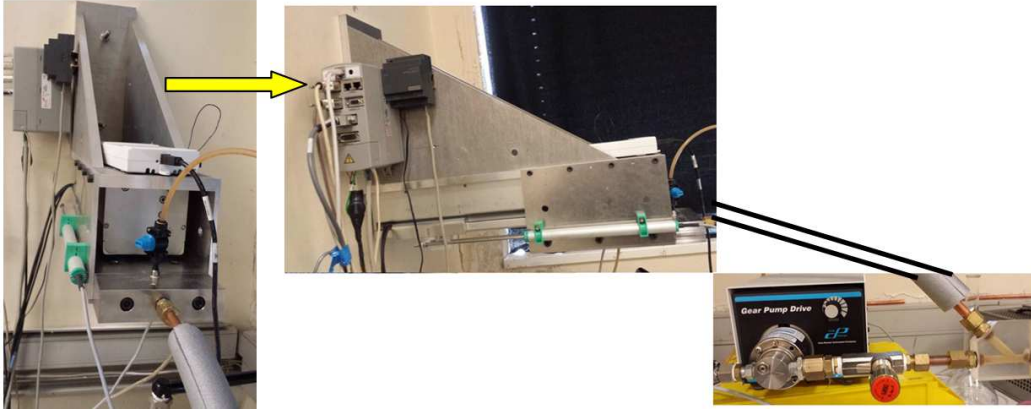


Figure 2. Système de pulsation conçu et assemblé pour l'échangeur de chaleur intermittent.

La vitesse pulsée  $U_P$  a donc la forme générale :

$$U_P(t) = U_{st} + U_{osc}(t) \quad (1)$$

où  $U_{st}$  est la vitesse stationnaire moyenne et  $U_{osc}(t)$  la vitesse périodique de moyenne nulle, l'oscillation étant soit sinusoïdale, triangulaire ou carrée.

La vitesse angulaire  $\omega$  peut être décrite par un paramètre adimensionnel  $\alpha$  appelé paramètre de Womersley, défini par :

$$\alpha = r_0 \left( \frac{\omega}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

où  $r_0$  est le rayon de la conduite et  $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide. Le nombre de Womersley est calculé par la même équation pour toutes les formes d'ondes de pulsation.

Le rapport d'amplitude de la vitesse  $\beta$  est défini comme le rapport entre l'amplitude d'oscillation maximale et la valeur moyenne de la vitesse. Le rapport d'amplitude  $\beta$  est calculé par les relations suivantes, en fonction de la forme de pulsation :

$$\beta = \frac{U_{sinmax}}{U_{st}} \quad \beta = \frac{U_{triangularmax}}{U_{st}} \quad \beta = \frac{U_{squaremax}}{U_{st}} \quad (3)$$

## 2.3 Conditions expérimentales

L'échangeur de chaleur est immergé dans un réservoir, rempli d'eau dont la température est maintenue à une température constante de 52°C. Les expériences sont menées avec une température d'eau à l'entrée maintenue à 11°C et un nombre de Reynolds stationnaire de 800. Les paramètres de fréquence Womersley sont choisis dans la gamme  $0 \leq \alpha \leq 20$ . Les pulsations d'oscillation sont trois formes d'onde différentes : sinusoïdale, triangulaire et carré. Le rapport d'amplitude de la vitesse  $\beta$  est situé dans la gamme  $0 \leq \beta \leq 4$ .

## 3. Résultats et discussions

### 3.1 Répétabilité

Le fluide chaud à la sortie de l'échangeur de chaleur est réutilisé et refroidi pour être réinjecté à l'entrée de l'échangeur de chaleur. La grandeur de mesure pertinente est la différence de température  $\Delta T$  :

$$\Delta T = T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}} \quad (4)$$

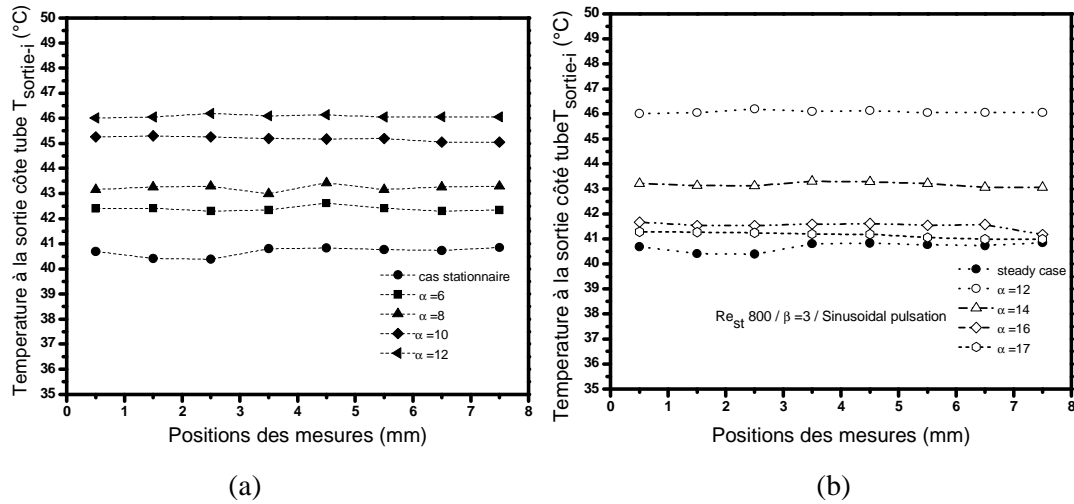


Figure 3. Température de sortie  $T_{\text{sortie-}i}$  pour  $Re_{st}=800$  et  $\beta=3$ , pulsation sinusoïdale.

Les profils de température tracés sur la Figure 3 sont quasiment constants : ceci montre une bonne homogénéisation thermique par le dispositif. La température de sortie  $T_{\text{sortie}}$  est la moyenne des 8 températures  $T_{\text{sortie-}i}$ , et la température du côté du tube d'entrée  $T_{\text{entrée}}$  est la moyenne arithmétique des  $T_{\text{entrée-}i}$ , calculées avec une erreur relative inférieure à 1%.

Dix mesures pour chaque condition de fonctionnement sont effectuées pour calculer l'erreur. La répétabilité des courbes a été vérifiée en répétant certaines conditions expérimentales à plusieurs jours d'intervalle. L'erreur globale est calculée à  $\pm 2,5\%$  de l'écart-type de mesure, ce qui signifie moins de  $1^\circ\text{C}$ . L'écart-type de la différence de température  $\Delta T$  des 10 expériences réalisées avec les mêmes conditions de fonctionnement est plus faible (environ la moitié) pour les cas stationnaires par rapport aux cas pulsés. Il n'apparaît pas une tendance claire de l'influence de la fréquence. L'écart-type global, calculé pour l'ensemble des 100 cas est égal à  $0,37^\circ\text{C}$ .

### 3.2 Influence du signal de pulsation sur le transfert de chaleur

La Figure 4 montre l'influence du signal de la pulsation sur la différence de température mesurée entre l'entrée et la sortie, pour  $Re_{st}=800$ ,  $\alpha=10$  et  $\beta=4$ . Le signal carré fournit la meilleure augmentation de la différence de température, donc du transfert de chaleur, par rapport aux signaux sinusoïdaux et triangulaires. La différence de température pour le cas stationnaire est en moyenne de  $29^\circ\text{C}$  et elle atteint  $34,5^\circ\text{C}$  pour la pulsation carrée. Le signal de pulsation triangulaire présente à peu près les mêmes valeurs de différence de température que le signal sinusoïdal mais affiche toujours des valeurs légèrement plus élevées, d'environ  $0,5^\circ\text{C}$ . La pulsation carrée fournit en moyenne une différence de température de  $1,5^\circ\text{C}$  de plus par rapport au signal sinusoïdal et  $1^\circ\text{C}$  par rapport au signal triangulaire.

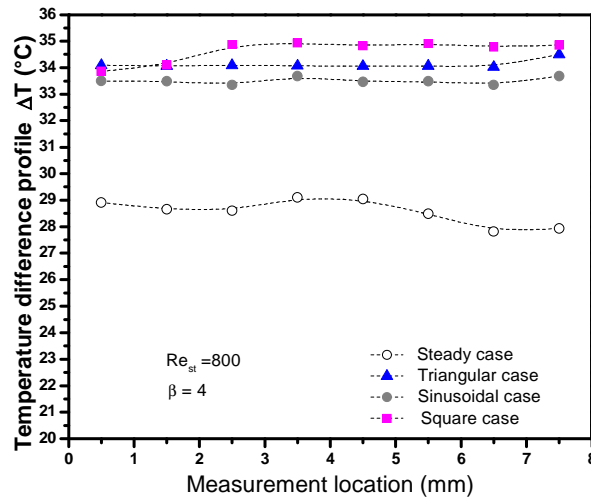


Figure 4. Profils des différences de température pour  $Re_{st}=800$ ,  $\alpha=10$  et  $\beta=4$ .

### 3.3 Influence du signal de pulsation sur l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur de chaleur  $\eta$  est ici définie par :

$$\eta = \frac{(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})}{(T_s - T_{\text{entrée}})} \quad (5)$$

avec  $T_s$  la température de paroi.

La Figure 5 représente l'influence de différentes formes d'ondes de pulsation sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur. Les pulsations générées par signaux sinusoïdaux et triangulaires ont un effet similaire sur l'amélioration de l'efficacité  $\eta$  : la différence entre ces deux signaux est de 1,5% par rapport à l'ensemble des conditions d'exploitation. En outre, les résultats pour  $\alpha > 14$  sont assez similaires pour l'ensemble des trois signaux. Cependant, la forme d'onde de pulsation carrée s'avère plus favorable par rapport à ceux sinusoïdales et triangulaires, pour les cas  $\alpha \leq 12$ .

L'influence du signal carré est d'abord d'accroître l'efficacité maximale de l'échangeur de chaleur jusqu'à 83% au lieu de 74% pour les signaux sinusoïdaux et triangulaires (pour le cas  $\beta=1$ ), et d'autre part d'accroître l'efficacité de l'échangeur de chaleur pour les cas  $\alpha \leq 12$  (c'est à dire avant le pic) : on peut mesurer une amélioration de 10% de l'efficacité de l'échangeur de chaleur dans le cas du signal carré par rapport aux signaux sinusoïdaux et triangulaires pour  $\beta=1$  et  $\alpha \leq 12$ . L'efficacité maximale de l'échangeur de chaleur est augmentée d'environ 8% pour  $\beta=2$ , 7% pour  $\beta=3$  et de 5% pour  $\beta=4$  entre le signal carré et les signaux sinusoïdaux et triangulaires, pour le cas  $\alpha=10$ .

## 4. Conclusions

Un dispositif expérimental est conçu et fabriqué pour étudier l'influence des pulsations sur l'amélioration du transfert de chaleur dans une configuration de tubes coudés. Les mesures sont réalisées pour différentes conditions d'exploitation : nombre de Reynolds  $Re_{st}=800$ , paramètre de fréquence de Womersley  $\alpha$  dans la gamme [0-20], rapport d'amplitude de la vitesse  $\beta$  dans l'intervalle [1-4] et trois types de signaux de pulsations différentes : sinusoïdaux, triangulaires et carrés. Des mesures thermiques sont enregistrées à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

Les résultats montrent que la combinaison de quatre paramètres de contrôle, le nombre de Reynolds de base, le paramètre de Womersley  $\alpha$ , le rapport d'amplitude  $\beta$  et les différentes formes d'ondes de pulsation permettent d'améliorer le transfert de chaleur jusqu'à 24% pour certaines conditions d'exploitation, mais celui-ci peut également rester inchangé dans d'autres cas, notamment pour des valeurs élevées de  $\beta$ .

Il est observé que les signaux de pulsation différente ont des effets différents sur l'efficacité de l'échangeur. Le signal carré procure une meilleure intensification, jusqu'à 10% de plus par rapport aux signaux sinusoïdaux et triangulaires, en particulier pour des paramètres de fréquence  $\alpha < 12$ .

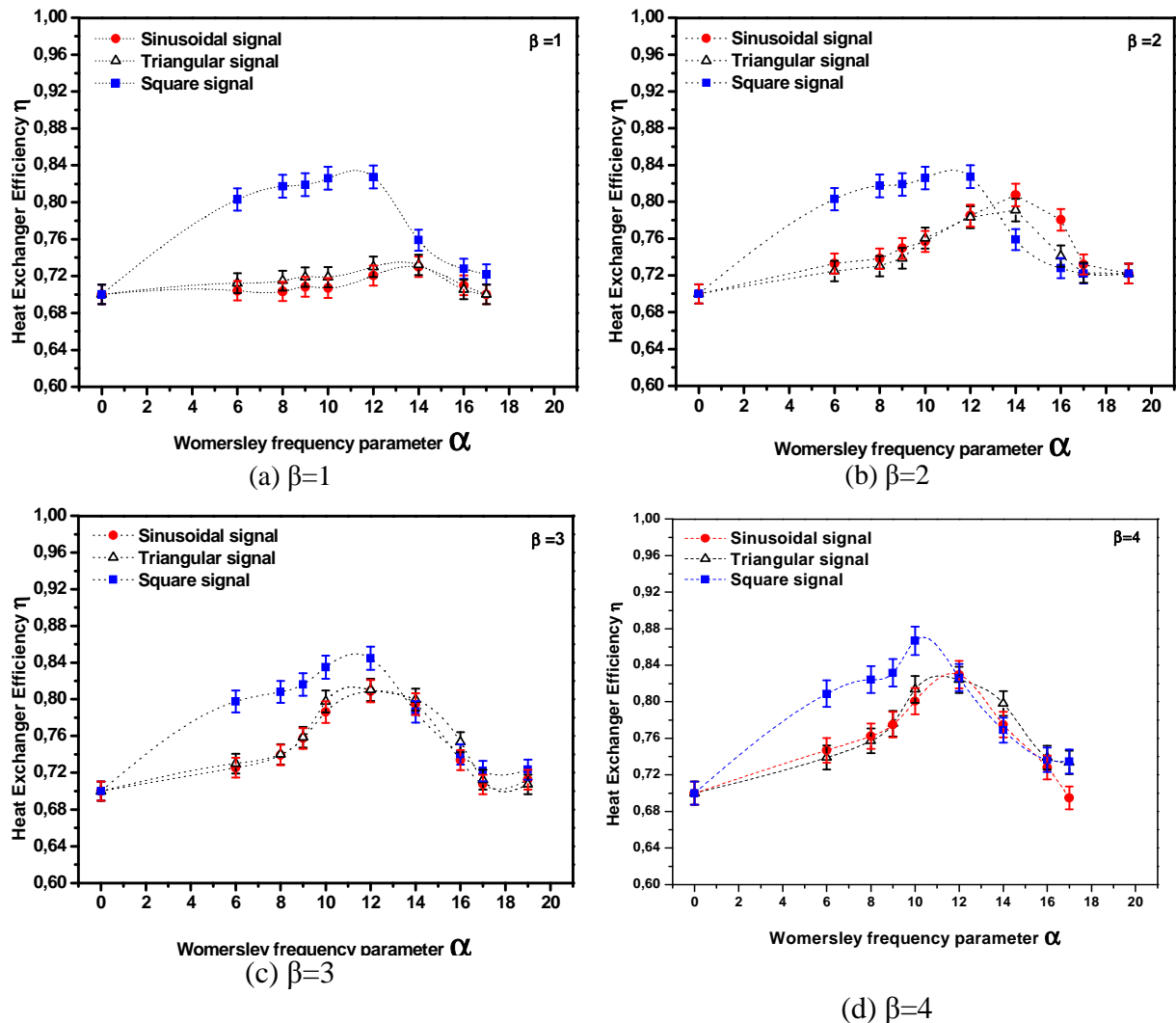


Figure 5. Influence de signal de pulsation sur l'efficacité d'échangeur pour  $Re_{st}=800$ .

## Références

1. Akdag, U. 2010. Numerical investigation of pulsating flow around a discrete heater in a channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 881-889.
2. Aref, H. 1984. Stirring by chaotic advection. *Journal of Fluid Mechanics*, 143, 1-21.
3. Olayiwola B.O., Walzel P. 2009. Experimental Investigation of the Effects of Fluid Properties and Geometry on Forced Convection in Finned Ducts with Flow Pulsation. *J. Heat Transfer*, 131, 1-6.
4. Chen, Y., Zhao, J. 2006. Applications of the Strong Heat Transformation by Pulse Flow in the Shell and Tube Heat Exchanger. *Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations, Shenzhen, China, November 6 - 9, 2006*.

5. Elshafei, E.A.M., Safwat Mohamed, M., Mansour, H., Sakr, M. 2008. Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1029-1038.
6. Funakoshi, M., Jang, B. 2012. Chaotic Mixing by a Flow in a Curved Pipe. *Procedia IUTAM*, 5, 169-172.
7. Habchi, C., Lemenand, T., Della Valle, D., Peerhossaini, H. 2009. Liquid/liquid dispersion in a chaotic advection flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 35, 485-497.
8. Jafari, M., Farhadi, M., Sedighi, K. 2013. Pulsating flow effects on convection heat transfer in a corrugated channel: a LBM approach. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 45, 146-154.
9. Jarrahi M. 2010. *Intensification du Mélange par Advection Chaotique Pulsée*. Thèse de Doctorat, École Polytechnique de l'Université de Nantes.
10. Jones, S.W., Thomas, O.M., Aref, H. 1989. Chaotic advection by laminar flow in a twisted pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 209, 335-357.
11. Lemenand, T., Peerhossaini, H. 2002. A thermal model for prediction of the Nusselt number in a pipe with chaotic flow. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1717-1730.
12. Mokrani, A. 1997. *Analyse expérimentale et numérique de deux procédés complémentaires de mélange et de transfert thermique en écoulement tridimensionnel ouvert : advection chaotique laminaire et écoulement turbulent eulérien*. Thèse de Doctorat, Université de Nantes et Ecole Centrale de Nantes.
13. Pavlova, A., Amitay, M. 2006. Electronic Cooling Using Synthetic Jet Impingement. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 128, 897-907.
14. Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B. 2011. A general correlation for the stagnation point Nusselt number of an axisymmetric impinging synthetic jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 3900-3908.
15. K.K. Raju, S.L. Rathna, "Heat transfer for flow of power law fluid in a curved tube," *Journal of Indian Institute of Science*, vol. 52, pp. 34-47, 1970.
16. Shuai, X., Cheng, S., Antonini, G. 1994. Pulsation effects on convective heat transfer in the laminar flow of a viscous fluid. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 72, 468 - 475.
17. Timité B. 2005. *Etude de l'écoulement de Dean alterné pulsé : Mise en évidence du comportement chaotique*. Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes.
18. Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B. 2009. Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 597-603.
19. Yin, D., Ma, H.B. 2014. Analytical solution of heat transfer of oscillating flow at a triangular pressure waveform. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70, 46-53.
20. Zumbrennen, D.A., Aziz, M. 1993. Convective Heat Transfer Enhancement Due to Intermittency in an Impinging Jet, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 115, 91-97.