

Étude expérimentale et numérique des déformations pariétales sur l'intensification des transferts de chaleur et du mélange dans un écoulement interne tubulaire

Pascale Bouvier^{1,2,*}, Feriel Yahiat^{1,2}, Serge Russeil¹, Christophe André³, Daniel Bougeard¹

¹IMT Nord Europe, Institut Mines-Telecom, Univ. Lille, Centre Énergie Environnement, F-59000 Lille, France

²Junia, Smart Systems and Energies, F-59000, Lille, France

³Junia, Health Environment Department, F-59000, Lille, France

*(auteur correspondant : pascale.bouvier@junia.com)

Résumé - Deux configurations géométriques sont considérées : la géométrie *DT* (Deformed Tube) où la paroi du tube est sinusoïdalement déformée et la géométrie *DETS* (Deformed External Tube and Swirled Core) où un noyau central générant un mouvement hélicoïdal est inséré. L'étude, menée par voies numérique et expérimentale, pour un régime d'écoulement laminaire, consiste à évaluer l'influence du pas du noyau interne sur la qualité du mélange et les transferts thermiques. Les résultats montrent l'apparition de phénomènes d'advection chaotiques dans les deux configurations étudiées mais pour des nombres de Reynolds plus bas dans la configuration *DETS*. Le facteur de performance thermo-hydraulique (PEC) atteint une valeur maximale égale à 2,2 pour un pas de 0,005 m.

Nomenclature

A_e amplitude des déformations, -
 c_p capacité thermique massique, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
 $D_h = 4S/P$ diamètre hydraulique, m
 f coefficient de frottement, -
 h_{glo} coefficient global d'échange, $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
 $Nu = \frac{h_{glo}D_h}{\lambda}$ nombre de Nusselt, -
 P périmètre mouillé, m
 $P_i = p_i D_h$ pas de l'hélice, m
 $Re = \frac{u_m D_h \rho}{\mu}$ nombre de Reynolds, -
 S section de passage, m^2

T température, K
 u_m vitesse débitante, m/s
Symboles grecs
 λ conductivité thermique, $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
 μ viscosité dynamique, Pa.s
 ρ masse volumique, kg.m^{-3}
Indices et exposants
DT Deformed Tube
DETS Deformed External Tube and Swirled Core
0 géométrie de référence

1. Introduction

La gestion efficace des ressources en matières premières et en énergie est une question cruciale dans l'industrie moderne. Dans le domaine scientifique des composants thermofluidiques tels que les échangeurs de chaleur ou les échangeurs de chaleur multifonctionnels, qui jouent un rôle clé dans diverses applications industrielles, améliorer l'efficacité thermo-hydraulique représente un défi de taille. Des recherches menées par Thakur et al. [1] ainsi que Liu et al. [2] ont passé en revue diverses techniques pouvant optimiser ces transferts. Ces méthodes peuvent être classées en deux catégories : les méthodes actives, qui utilisent de l'énergie supplémentaire pour influencer l'écoulement (comme les écoulements acoustiques[3] ou les écoulements oscillants [4]), et les méthodes passives, qui impliquent des modifications géométriques pour

améliorer l'efficacité sans augmenter la consommation d'énergie. Bien que ces modifications géométriques [1], [2] aient montré une amélioration des transferts thermiques, elles entraînent également une augmentation des pertes de charge, notamment dans les zones à section réduite. Néanmoins, il est possible de créer des formes qui maintiennent une section de passage de fluide constante ou quasi constante, évitant ainsi des problèmes de recirculation du fluide. C'est l'objet de notre communication. Nous appliquons le concept de déformations successives alternées à la paroi externe d'une géométrie coaxiale, tandis qu'un tube de forme hélicoïdale ovale est utilisé comme surface interne. Ceci a fait l'objet de plusieurs études [5], [6], [7]. Dans cette communication, nous nous intéressons à la géométrie *DT* (Deformed Tube) où la paroi du tube est sinusoïdalement déformée et à la géométrie *DETSC* (Deformed External Tube and Swirled Core) où un noyau central générant un mouvement hélicoïdal (*swirl*) est inséré. Nous comparons la qualité du mélange des deux géométries à la fois expérimentalement et numériquement et étudions l'influence du pas sur les performances thermo-hydrauliques.

2. La géométrie, modélisation et banc d'essai

2.1. Géométrie des tubes

La première géométrie, *DT* (Deformed Tube), est constituée d'un tube caractérisé par des déformations successives alternées. Le principe de cette déformation est de garder la section de passage quasiment constante et de générer des zones d'étirements et de contractions dans l'écoulement en déformant la paroi. Avec ces deux contraintes, la forme obtenue est une ellipse dont l'ellipticité varie graduellement comme le montre la figure 1. Deux paramètres la caractérise : l'amplitude de la déformation sinusoïdale A_e et la longueur d'onde des déformations λ_e (voir tableau 1). Lorsque la section droite est circulaire, le diamètre de ce tube est $D_e = 20 \text{ mm}$ et sa longueur est de 1080 mm. La deuxième géométrie, *DETSC* (Deformed External Tube and Swirled Core), consiste à insérer un noyau torsadé au sein de la géométrie *DT*. Ce noyau possède une section elliptique constante tout en ayant le grand axe dont l'orientation varie hélicoïdalement dans la direction de l'écoulement. Le pas de l'hélice est $P_i = p_i D_h$ est variable (voir tableau 2) tandis que le grand et le petit axe de la section de passage sont $a_i D_h = 11,2 \text{ mm}$ et $b_i D_h = 8,9 \text{ mm}$ comme le montre le tableau 1. En ce qui concerne les dimensions, les diamètres extérieur et intérieur moyens sont respectivement égaux à $D_e = 10 \text{ mm}$ et $D_i = 5 \text{ mm}$. Ce qui, pour cet espace annulaire, correspond à un diamètre hydraulique de $D_h = 5 \text{ mm}$. La paroi extérieure possède une longueur d'onde de déformation qui correspond à $\lambda_e D_h = 30 \text{ mm}$ pour une amplitude de $A_e D_h = 1,9 \text{ mm}$, c'est à dire 18 périodes de déformation.

Configurations	Paroi externe		Paroi interne		
	A_e	λ_e	a_i	b_i	p_i
DT	0,38	6	/	/	/
DETSC	0,38	6	1,12	0,89	$5 < P_i < \infty$

Tableau 1 : Paramètres de déformation

Cas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_i(\text{mm})$	5	7,5	10	15	30	60	120	240	480	∞

Tableau 2 : Pas de l'hélice

2.2. Modèle numérique

2.2.1. Modèle, conditions aux limites et propriétés du fluide

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour un écoulement laminaire, stationnaire et incompressible dans les géométries tubulaires telles que la configuration *DT* et la configuration *DETSC*. Le couplage entre la pression et la vitesse est effectué en utilisant l'algorithme SIMPLE. Des schémas de discrétisation au second ordre amont sont utilisés pour les termes de divergence et centrés pour les gradients. Pour assurer une convergence satisfaisante, les seuils des résidus sont fixés à 10^{-8} pour l'énergie et 10^{-5} pour les autres équations. Afin de s'assurer davantage de la bonne convergence, le bilan de masse et d'énergie entre l'entrée et la sortie ont été également vérifiés pour chaque simulation. Les simulations par volumes finis ont été réalisées avec le logiciel *StarCCM+*. Ces calculs ont été réalisés par un *cluster* de calcul (*9XEONE5 – 2695v4(36coeurs–128GoRAM)*) et durent environ 24h en stationnaire à plusieurs semaines en instationnaire. Les conditions aux limites sont les suivantes :

- Une vitesse uniforme imposée à l'entrée du domaine de calcul en régime laminaire. Elle correspond à des nombres de Reynolds allant de 600 à 2000 suivant les configurations. Pour le calcul thermique, *DETSC*, la température d'entrée uniforme est égale à 300 K.
 - Les parois intérieure et extérieure dans le cas de la *DETSC* sont maintenues à 299 K.
 - A la sortie du tube, tous les gradients longitudinaux sont nuls, excepté pour la pression.
- Le fluide circulant dans l'espace annulaire est de l'eau aux propriétés physiques supposées constantes sur l'intervalle de température considéré ($\rho = 997,56 \text{ kg.m}^3$, $\mu = 8,88.10^{-4} \text{ Pa.s}$, $\lambda = 0,62 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$, $c_p = 4181 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$).

2.2.2. Maillage

La géométrie du tube et le maillage sont réalisés sous *StarCCM+*. Le maillage considéré est hexaédrique. Afin de juger du raffinement, le maillage de la section de la *DETSC* est présenté sur la figure 2. A l'issue d'une étude de sensibilité au maillage, non présentée ici (voir [7]), l'ensemble du domaine compte 7 millions de mailles dans le cas de la configuration *DETSC* et 8 millions de mailles dans le cas de la configuration *DT*.

2.2.3. Banc d'essai

Le banc d'essai (figure 4) comporte plusieurs instruments de mesure connectés à un ordinateur et affichés via une interface LabVIEW. Il est constitué d'une pompe centrifuge, reliée à un variateur de fréquence permettant des débits de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent. Et pour stabiliser les débits faibles, une boucle de dérivation a été utilisée. Les mesures réalisées comportent le débit (à $\pm 0,15\%$ près), la température (à $\pm 0,1\%$ près), la variation de la pression (amont/aval) (à $\pm 0,1\%$ près) et la conductivité électrique (à $\pm 0,5\%$ près) destinée à mesurer la distribution des temps de séjour (voir [7]). Le débit est mesuré par un débitmètre électromagnétique et la différence de pression par un capteur de pression différentielle qui permet de mesurer les pertes de charge de la section d'essai. Les volumes injectés et les quantités de traceur (NaCl) sont contrôlés à chaque injection. La section d'essai *DETSC* est présentée dans la figure 3.

3. Résultats et discussion

3.1. Validation du modèle numérique

Une comparaison avec les résultats expérimentaux a été effectuée pour valider la fiabilité et la précision des simulations CFD. Une comparaison a été faite en utilisant les pertes de charge pour des nombres de Reynolds de 800 à 2000. Un très bon accord peut être observé entre les résultats expérimentaux et numériques. La différence maximale mesurée entre eux ne dépasse pas 7,4% pour la configuration *DT* et 7,7 % pour la configuration *DETSC*. Nous avons retrouvé aussi un bon accord entre la distribution des temps de séjour (DTS) numérique, expérimental et théorique, non présenté ici, dans le cas d'un tube simple. Par conséquent, il peut être conclu que le modèle numérique choisi est validé et a bien reproduit l'écoulement hydrodynamique des deux systèmes étudiés *DT* et *DETSC*.

3.2. Hydrodynamique de l'écoulement pour les configurations *DT* et *DETSC*

A partir de ces comparaisons globales (pertes de charge et DTS), afin de mieux comprendre l'influence des déformations sinusoidales externes et l'ajout d'un noyau torsadé sur la topologie de l'écoulement radial, une visualisation, par voie numérique, des profils de vecteur vitesse sur des coupes transversales a été réalisée à $Re = 1250$. Ces dernières ont été prises à chaque quart de la 17^{ème} période en écoulement établi. Il peut être observé dans la figure 5, qui représente les structures d'écoulement des configurations *DT* et *DETSC*, que les macro déformations pariétales sinusoidales génèrent des écoulements secondaires radiaux dans les directions centripète et centrifuge, en plus d'un mouvement tangentiel pour chaque quart de la section circulaire, comme le montrent les figures 5(a), 5(c) et 5(e). De plus, il peut également être remarqué dans les figures 5(b) et 5(d) que ces déformations pariétales donnent naissance à des macrostructures qui apparaissent dans les sections elliptiques. Les mécanismes successifs d'étirement et de contraction causés par l'alternance entre la section elliptique et circulaire sur une période de déformation génèrent ces écoulements secondaires [6]. L'ajout du noyau torsadé crée un mouvement tangentiel important près de la paroi interne (noyau) et dévie tangentiellement les écoulements secondaires centripètes et centrifuges ainsi que les macrostructures initialement créées par les déformations pariétales sinusoidales externes comme le montrent les figures 5(f) à 5(j). La combinaison de ces deux types de déformations pariétales crée des écoulements secondaires dans des directions orthogonales.

3.3. Section de Poincaré pour les configurations *DT* et *DETSC*

Afin de mettre en évidence l'effet des déformations des parois sur les mécanismes de mélange dans les deux configurations, des sections de Poincaré sont tracées à la sortie pour 3 nombres de Reynolds (800, 1250 et 2000). À partir du champ de vitesse stationnaire calculé, 15000 particules sans masse et non diffusives sont injectées dans une petite zone de la section d'entrée des configurations *DT* et *DETSC*, correspondant à un diamètre de $D_h/10$, comme illustré respectivement dans les figures 6(a) et 6(e). Les particules sont suivies en utilisant les algorithmes de suivi de particules. La distribution de ces particules transportées par l'écoulement a été représentée à la section de sortie. Les figures 6(b), 6(c) et 6(d) montrent la distribution des particules à la section de sortie de la configuration *DT* pour des nombres de Reynolds qui augmentent. Cette distribution révèle clairement que le chemin des particules est affecté par les déformations successives des parois externes. Un plus grand nombre de particules se sont déplacées radialement par rapport à leur position initiale. Cependant, elles restent piégées dans

un secteur angulaire de 90° pour $Re < 2000$. Une distribution uniforme des particules sur toute la section de passage est obtenue seulement à partir d'un nombre de Reynolds de 2000. Les figures 6(f), 6(g) et 6(h), correspondant à des nombres de Reynolds croissants, représentent la distribution des particules à la section de sortie de la configuration *DETSC*, montrent qu'ajouter un noyau torsadé induit une distribution plus uniforme sur toute la section de passage pour les trois nombres de Reynolds étudiés : les particules initialement très proches ont suivi des trajectoires divergentes à travers la veine *DETSC*. Ainsi, la combinaison de ces deux types de déformations pariétales a généré des écoulements secondaires qui ont transporté les particules à la fois radialement et tangentiellement, permettant un bon mélange même à de faibles nombres de Reynolds. De plus, ce type de section de Poincaré uniforme indique que l'advection chaotique est générée à partir d'un nombre de Reynolds de 2000 pour le cas de la configuration *DT* et à partir d'un nombre de Reynolds plus bas, égal à 800, pour le cas de la configuration *DETSC*.

3.4. Performances thermo-hydrauliques globales dans le cas de la *DETSC*

Pour évaluer les performances thermo-hydrauliques de la configuration *DETSC*, un facteur de performances est utilisé : le PEC (Performance Evaluation Criterion) qui est calculé par la relation suivante (Eq. (1))

$$PEC = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (1)$$

Cette formulation est largement répandue dans les milieux académique et industriel, car elle permet d'évaluer à la fois l'amélioration du transfert thermique et l'impact sur la puissance de pompage nécessaire caractérisé par le coefficient de frottement f . Cette approche est particulièrement utilisée pour l'optimisation et le dimensionnement des installations, où l'équilibre entre l'efficacité du transfert thermique et la consommation énergétique est un facteur clé. Nous utilisons ce facteur pour évaluer l'effet global du pas de l'hélice sur l'amélioration du transfert de chaleur. Il est représenté sur la figure 7. La géométrie de référence, qui représente un tube annulaire à parois lisses, a un PEC de 1 par définition. Les résultats montrent que le PEC passe d'une valeur de 1 à 1,6, ce qui correspond à une augmentation de 60 %, en passant de la géométrie de référence à la géométrie caractérisée par la déformation pariétale externe sinusoidale et un noyau droit (*DETSC*). La raison de cette amélioration est la présence des macro-déformations de la paroi externe qui génèrent des écoulements secondaires dans les directions centripète et centrifuge et des macro-structures qui intensifient l'échange de chaleur. Les résultats montrent également que l'ajout d'un noyau hélicoïdal à la déformation pariétale externe sinusoidale n'améliore pas de manière significative les performances thermo-hydrauliques dans tous les cas. Le choix du pas hélicoïdal du noyau est essentiel. Une augmentation non significative du facteur de performance est observée pour des valeurs élevées de Pi . Le PEC est passé d'une valeur de 1,6 à 1,7 pour des géométries avec un pas supérieur à 0,06 m. De plus, l'influence de la réduction du pas sur les performances thermo-hydrauliques devient significative pour des valeurs de pas inférieures à 0,03 m. Le PEC passe d'une valeur de 1,6 à 1,8 dans le cas d'un $Pi = 0,03$ m, puis atteint une valeur de 2,2 dans le cas d'une géométrie caractérisée par le plus petit pas de 0,005 m.

4. Conclusion

L'approche adoptée dans cette étude a permis d'une part de comparer deux configurations. La première, *DT* (Deformed Tube), est constituée d'un tube caractérisé par des déformations sinusoïdales successives alternées. La deuxième *DETS* (Deformed External Tube and Swirled Core) consiste à insérer un noyau hélicoïdal au sein de la configuration *DT*. L'objectif étant d'une part, d'observer la qualité du mélange dans ces deux géométries, et d'autre part, pour la configuration *DETS*, de voir l'influence du pas hélicoïdal du noyau $P_i = 0,005\text{ m}$ à $0,48\text{ m}$ sur les transferts thermiques. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux concernant les pertes de charge pour les deux configurations (*DT* et *DETS*), pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds, a donné des résultats tout à fait acceptables, inférieur à 7,7 % dans le pire des cas. L'observation numérique des profils des vecteurs vitesse sur des coupes transversales a été réalisée à $Re = 1250$ pour les deux configurations (*DT* et *DETS*). Nous avons constaté que l'ajout du noyau hélicoïdal crée un mouvement tangential important près de la paroi interne (noyau) et dévie tangentiellement les écoulements secondaires centripètes et centrifuges ainsi que les macrostructures initialement créées par les déformations pariétales sinusoïdales externes. La combinaison de ces deux types de déformations pariétales crée des écoulements secondaires dans des directions orthogonales. Les sections de Poincaré tracées pour 3 nombres de Reynolds (800, 1250 et 2000) ont permis de voir que le comportement du chaos apparaissait plus tôt avec l'ajout d'un tube à section hélicoïdale dans la configuration *DETS*, caractérisé par un nombre de Reynolds de 800, par rapport à la configuration *DT* où le débit est plus élevé, caractérisé par un nombre de Reynolds est égal à 2000. L'influence du pas hélicoïdal dans la configuration *DETS* sur les transferts thermiques a aussi été étudié. À $Re = 600$, les performances thermo-hydrauliques sont améliorées. En effet, dans le cas d'un pas $P_i = 0,12\text{ m}$, le PEC est 1,7 et dans le cas d'un pas $P_i = 0,005\text{ m}$ le PEC est égale à 2,2. La géométrie la plus performante, caractérisée par le plus petit pas égal à 0,005 m, a une performance thermo-hydraulique très intéressante pour l'intensification des procédés impliquant des échangeurs de chaleur/réacteurs.

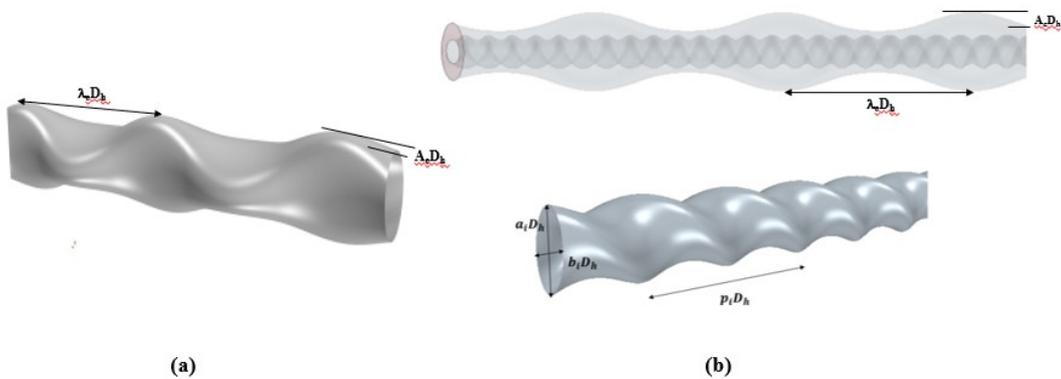


Figure 1 : Deux géométries (a) *DT* (b) *DETS*

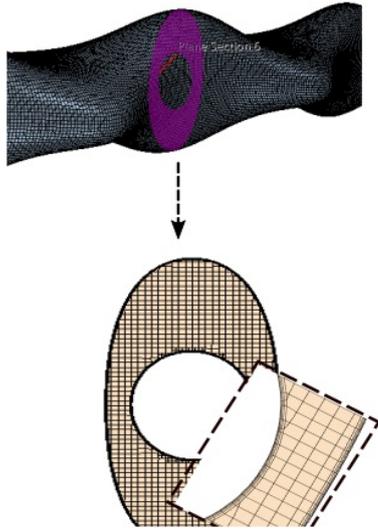


Figure 2 : Le maillage DETSC



Figure 3 : La veine d'essai DETSC

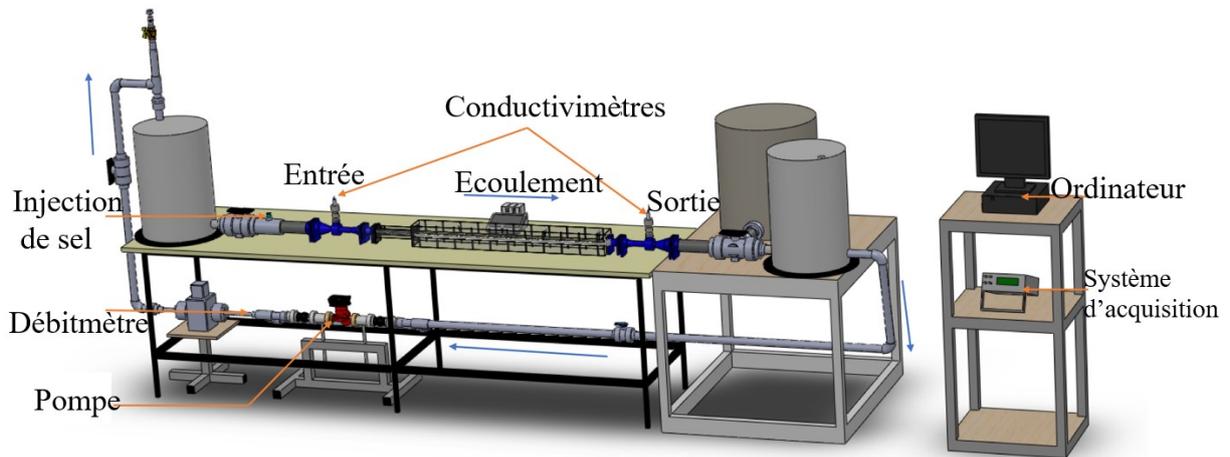


Figure 4 : Le banc d'essai

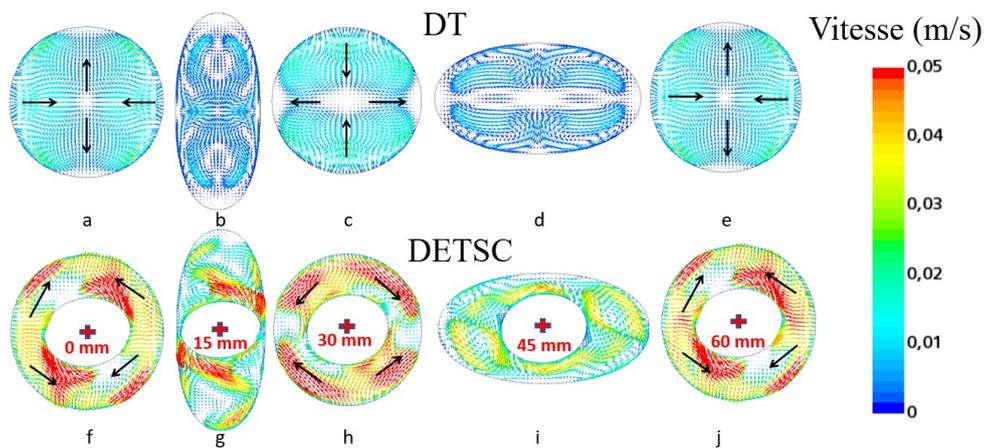


Figure 5 : Profils de vitesse radiaux pour $Re=1250$ cas DT et DETSC

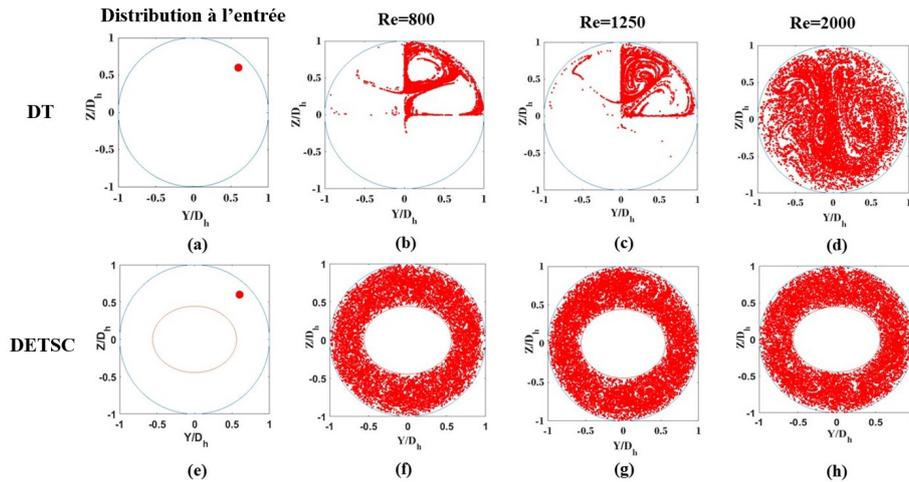


Figure 6 : Section de Poincaré à l'entrée (a), (e) et (b), (f), (c), (g), (d), (h) à la sortie

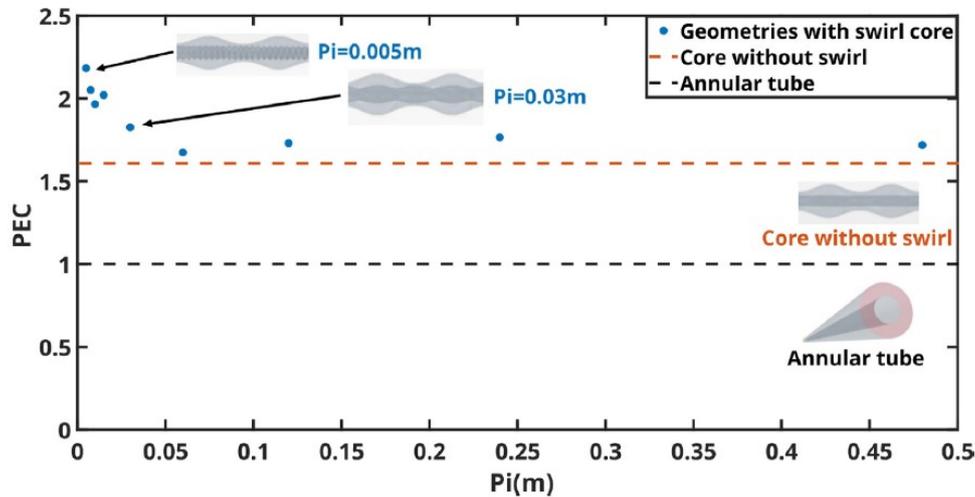


Figure 7 : PEC en fonction du pas dans le cas de la DETSC

Références

- [1] R.K. Thakur, Ch Vial, K.D.P. Nigam, E.B. Nauman, G. Djelveh, Static mixers in the process industries - a review, *Chem. Eng. Res. Des.* 81 (7) (2003) 787–826
- [2] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19 (2013) 64-81
- [3] O. Bulliard-Sauret, J. Berindei, S. Ferrouillat, L. Vignal, A. Momponteil, C. Poncet, J.M. Leveque, N. Gondrexon, Heat transfer intensification by low or high frequency ultrasound : Thermal and hydrodynamic phenomenological analysis, *Exp. Therm Fluid Sci.* 104 (2019) 258–271
- [4] P. Bouvier, P. Stouffs, J.-P. Bardon, Experimental study of heat transfer in oscillating flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48 (2005) 2473-2482
- [5] P. Bouvier, C. André, S. Russeil, Effect of Reynolds number on laminar mixing in an annular tube combining two crossed secondary flows, *Chem. Eng. Technol.* 42 (1) (2019) 100–108
- [6] F. Yahiat, P. Bouvier, S. Russeil, D. Bougeard, C. André, Swirl influence on thermohydraulic performances within a heat exchanger/reactor with macro deformed walls in laminar flow regime, *Chem. Eng. Process., Process Intensif.* 189 (2023) 109373
- [7] F. Yahiat, P. Bouvier, A. Beauvillier, S. Russeil, C. André, D. Bougeard, Experimental and numerical investigation on the influence of wall deformations on mixing quality of a Multifunctional Heat Exchanger/Reactor (MHER), *Int. J. Heat Mass Transf.*, 220 (2024) 124862