

# Convection mixte dans un échangeur de chaleur air/solaire : analyse énergétique paramétrique.

Maxime PERIER-MUZET<sup>1\*</sup>, Muriel ALAPHILIPPE<sup>2</sup>, Serge BLANCHER<sup>3</sup>, Pascal STOUFFS<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés, rue Jules Ferry – BP 7511 – 64075 PAU Cedex

<sup>2</sup>IUT-GTE, Avenue de l'Université – 64000 PAU

<sup>3</sup>Lab. Sciences pour l'Ingénieur en Mécanique et Génie Electrique, rue Jules Ferry – BP 7511 – 64075 PAU Cedex

\*(auteur correspondant : maxime.perier-muzet@etud.univ-pau.fr)

## Résumé

Ce travail porte sur une étude numérique d'un échangeur air/solaire haute température, adapté à un concentrateur solaire linéique. Un cas standard a permis de déterminer le coefficient d'échange convectif interne et l'efficacité globale de l'échangeur. A partir de ce cas, une étude paramétrique a été réalisée sur les caractéristiques de l'échangeur telles que la conductivité thermique des parois, l'émissivité de la bande focale, et des conditions opératoires telles que le débit massique d'air, le flux solaire. L'efficacité globale de l'échangeur varie entre 5,5% et 56%. Le coefficient d'échange reste faible comparativement à un écoulement turbulent, malgré l'apport de la convection mixte.

## Nomenclature

|          |   |                             |   |
|----------|---|-----------------------------|---|
| $C_p$    | chaleur massique à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$     | <i>Symboles grecs</i>       |   |
| $D$      | diamètre interne de l'échangeur, $m$                          | $\beta$                     | coefficient d'expansion thermique, $K^{-1}$ |
| $g$      | accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$                      | $\varepsilon$               | émissivité                                  |
| $Gr$     | nombre de Grashof, $Gr = \beta g (T_w - T_{air}) D^3 / \nu^2$ | $\eta$                      | efficacité                                  |
| $h$      | coefficient de transfert convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$         | $\theta$                    | coordonnée angulaire                        |
| $L$      | longueur du tube, $m$   | $\lambda$                   | conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$   |
| $Q_m$    | débit massique d'air, $kg.s^{-1}$                             | $\nu$                       | viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$         |
| $R$      | rayon de l'échangeur, $m$                                     | $\rho$                      | masse volumique, $kg.m^{-3}$                |
| $r$      | coordonnée radiale  | $\Phi$                      | densité de flux de chaleur, $W.m^{-2}$      |
| $Re$     | nombre de Reynolds, $Re = uD / \nu$                           | <i>Indices et exposants</i> |   |
| $Ri$     | nombre de Richardson, $Ri = Gr / Re^2$                        | <i>air</i>                  | air   |
| $S_{FB}$ | surface de la bande focale, $m^2$                             | <i>eq</i>                   | équivalent solaire absorbé                  |
| $u$      | vitesse axiale de l'air, $m.s^{-1}$                           | <i>exch</i>                 | échangé entre paroi et fluide               |
| $z$      | coordonnée axiale, $m$  | <i>out</i>                  | section de sortie                           |
|          |   | <i>w</i>                    | paroi                                       |

## 1. Introduction

Dans le contexte actuel, il est essentiel de développer des systèmes de production d'électricité à faible impact environnemental. La conversion de l'énergie solaire concentrée est une des voies technologiques envisageables. Or l'un des paramètres clés pour la conception de ces systèmes est le choix du fluide circulant dans l'échangeur solaire. Il existe de nombreuses possibilités, comme par exemple l'eau, la vapeur, les huiles thermiques, les sels fondus, et l'air. L'air présente de nombreux avantages : son approvisionnement ne pose aucun problème, son rejet dans l'atmosphère est neutre pour l'environnement ; il peut être chauffé à des températures très élevés, et enfin peut être utilisé aussi bien comme fluide de

travail dans la machine que comme fluide caloporteur dans l'échangeur. Cependant, la faible valeur de son coefficient de transfert constitue un élément limitant des échanges thermiques entre l'air et la cavité réceptrice du rayonnement solaire [1, 2].

Nous étudions un échangeur de chaleur constitué d'un tube cylindrique horizontal, chauffé par l'extérieur et à l'intérieur duquel l'air caloporteur circule. Cet échangeur de géométrie très simple permet de générer des mouvements de convection mixte au sein du fluide, qui entraînent l'accroissement du coefficient d'échange thermique [3 - 5] sans augmentation significative de la perte de charge dans notre cas. Notre travail consiste à déterminer les coefficients d'échange thermique, par simulation numérique, avec le logiciel commercial Fluent en 3D, et mode stationnaire. Une étude paramétrique permet de quantifier les effets du flux thermique incident, des débits du fluide et de la conductivité de la paroi du tube sur le flux thermique transféré dans l'air, sur le coefficient d'échange interne et l'efficacité de l'échangeur. Cette étude est menée pour des conditions de flux laminaire, en considérant la conduction thermique dans la paroi du tube, et en négligeant les échanges radiatifs internes.

## 2. Description de l'échangeur de chaleur et des conditions de simulation

L'échangeur de chaleur étudié est un tube cylindrique horizontal, de section constante, à l'intérieur duquel circule un flux d'air entrant à une pression de  $3.10^5$  Pa et une température de 643 K. La longueur de l'échangeur est de 2,5 m, le diamètre interne est de 78 mm et l'épaisseur de paroi est égale à 5 mm. L'échangeur est chauffé par un flux solaire concentré absorbé par la paroi externe du tube. Ce flux provient d'un miroir cylindro-parabolique qui réfléchit et concentre le rayonnement solaire sur une bande focale large d'environ 30 mm située sur la partie basse du tube (figure 1). Le flux de chauffe n'est donc pas uniformément réparti sur la circonférence du tube. Le maillage en O de la section de passage de l'air (figure 2) est composé de 512000 éléments hexagonaux. Le pas de maillage est régulier suivant l'axe débitant et égal à 5 mm. Le maillage, les conditions aux frontières et les conditions de simulation sont identiques par rapport à l'étude antérieure [1], si ce n'est que sur la bande focale de l'échangeur le flux solaire absorbé est décrit par une source de chaleur interne à la paroi. La surface non insolée de l'échangeur est isolée et nous considérons un coefficient d'échange thermique équivalent de  $1,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Pour la bande focale nous considérons les pertes convectives avec un coefficient d'échange convectif de  $5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  et les pertes radiatives avec une émissivité fixée (Tableau 1) et un facteur de forme de la bande focale vers l'extérieur de 1.

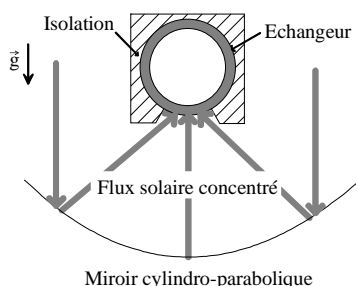


Figure 1 : Schéma du dispositif solaire

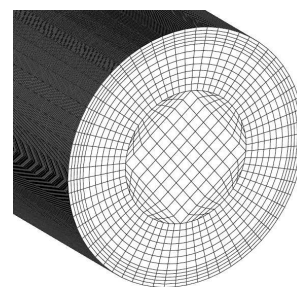


Figure 2 : Maillage 3D de l'échangeur

## 3. Coefficient d'échange thermique convectif et efficacité de l'échangeur

Le coefficient d'échange thermique convectif local à l'abscisse  $z$  est défini par l'expression suivante :

$$h(z) = \frac{\Phi_{exch}(z)}{T_w(z) - T_{air}(z)} \quad (1)$$

Avec  $T_{air}(z)$  la température moyenne de débit à l'abscisse  $z$ ,  $T_w(z)$  la température moyenne de la paroi sur le périmètre à l'abscisse  $z$ ,  $\Phi_{ech}(z)$  le flux de chaleur surfacique moyen échangé entre la paroi et le fluide sur le périmètre à l'abscisse  $z$ , définie de la façon suivante :

$$T_{air}(z) = \frac{1}{Q_m} \int_0^R \int_0^{2\pi} \rho u T(r, z, \theta) \pi r dr d\theta ; T_w(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T(R, z, \theta) d\theta ; \quad (2, 3)$$

La densité de flux moyenne à l'abscisse  $z$  est calculée d'après [6] :

$$\Phi_{exch}(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left( -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_w \right) d\theta = \frac{Q_m c_p}{\pi D} \frac{dT_{air}}{dz} \quad (4)$$

L'efficacité globale de l'échangeur est définie par :

$$\eta = \frac{\Phi_{exch} \pi D_i L}{\Phi_{eq} S_{FB}} \quad (5)$$

## 4. Résultats et discussions

### 4.1 Configuration standard

La configuration standard considérée dans des travaux précédents [1, 2], et la plage de variation des paramètres pour cette étude sont présentés dans le tableau 1.

|               | Configuration standard                    | Plage de variation   |
|---------------|---|--|
| $\varepsilon$ | $5,5 \cdot 10^{-2}$                       | de $5,5 \cdot 10^{-2}$ à 1                                 |
| $\lambda_w$   | $26 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | de 5 à $390 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$          |
| $Q_m$         | $4 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$       | de $2 \cdot 10^{-3}$ à $8 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$ |
| $\Phi_{eq}$   | $20\,000 \text{ W.m}^{-2}$                | de 10 000 à $40\,000 \text{ W.m}^{-2}$                     |

Tableau 1: Configuration standard et plage de variation des paramètres

L'établissement de l'écoulement en convection mixte se caractérise par la génération de rouleaux convectifs établis de manière symétrique par rapport à l'axe de la gravité (figure 3) comme observé dans [3]. Une stratification verticale des températures de l'air est observée (figure 4) avec les températures les plus élevées dans la partie haute du cylindre. Un effet significatif de l'établissement de la convection mixte a été observé sur l'évolution le long de l'échangeur du coefficient d'échange thermique convectif (figure 5) comme décrit par [1, 7]. Près de la section d'entrée les profils des coefficients d'échange en convection forcée pure et en convection mixte sont identiques. A partir de  $z/D$  environ égale à 2,5, les effets des rouleaux convectifs de la convection mixte deviennent perceptibles avec une augmentation du coefficient d'échange convectif comparé à la convection forcée pure. À la sortie de l'échangeur le coefficient d'échange convectif obtenu est trois fois supérieur en convection mixte à celui calculé en convection forcée pure.

L'élévation de température de l'air le long de l'échangeur de chaleur est presque linéaire (figure 6) avec une température moyenne débitante de sortie d'approximativement 805 K. La température moyenne de la paroi calculée sur le périmètre évolue approximativement de 710 K à 895 K entre l'entrée et la sortie (figure 6) avec une croissance significative près de la section d'entrée (avant l'établissement thermique de l'écoulement). Dans cette configuration l'efficacité globale de l'échangeur est égale à 0,46. Cette faible efficacité est due à la température élevée de la paroi (figure 6), qui génère d'importantes pertes thermiques. La répartition de ces pertes est la suivante ; 50% par conduction à travers l'isolation, respectivement 30% et 20% par convection et échanges radiatifs au niveau de la bande focale.

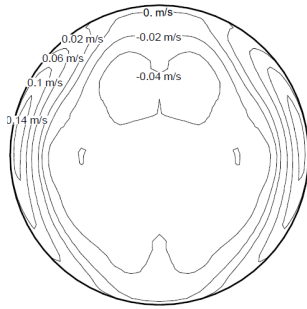


Figure 3 : Vitesses verticales à  $z/D = 6,4$

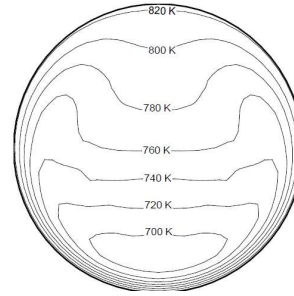


Figure 4 Profil des températures à  $z/D = 19,2$

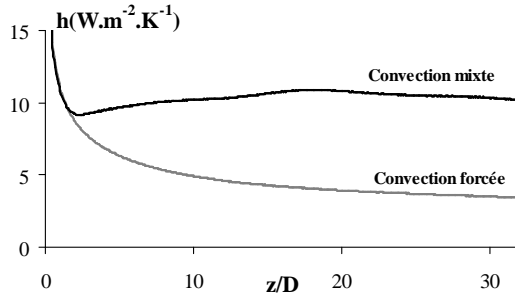


Figure 5: Coefficient d'échange thermique convectif local en fonction de  $z/D$

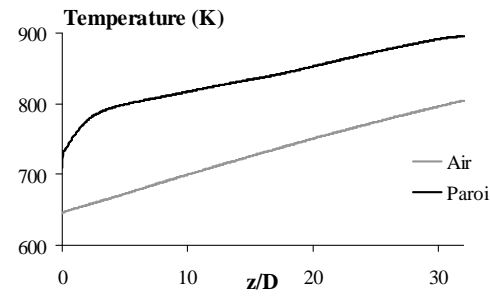


Figure 6 : Températures moyenne débitante et de paroi en fonction de  $z/D$

## 4.2 Etude paramétrique

Nous considérons les effets de la variation du débit massique, du flux solaire absorbé, de la conductivité thermique de la paroi de l'échangeur et de l'émissivité de la bande focale sur le coefficient d'échange local, l'efficacité de l'échangeur et la température de sortie d'air. Les plages de variations étudiées sont données dans le tableau 1, les paramètres invariants gardent la valeur proposée dans la configuration standard.

**Effets du débit massique :** nous considérons trois valeurs de débit massique d'air correspondant respectivement à des nombre de Reynolds de 848, 1951 et 3600. L'évolution du coefficient d'échange convectif local en fonction de  $z/D$  (figure 7) montre une faible influence du débit massique sur la valeur du coefficient d'échange. On observe cependant en aval de la zone d'établissement thermique une influence significative du débit massique sur la position de la zone d'échange maximale. Plus le débit massique est important plus la position de ce maximum est éloignée de la zone d'entrée, alors que les valeurs maximales sont quasiment identiques et environ égales à  $12 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Ce comportement peut s'expliquer par l'allongement de la zone d'établissement thermique avec l'augmentation du débit massique. L'efficacité globale de l'échangeur et la température de sortie de l'air en fonction du débit massique sont présentées à la figure 8. Comme attendu l'efficacité globale s'améliore (de 39% à 48%) alors que la température de sortie d'air décroît avec l'augmentation du débit.

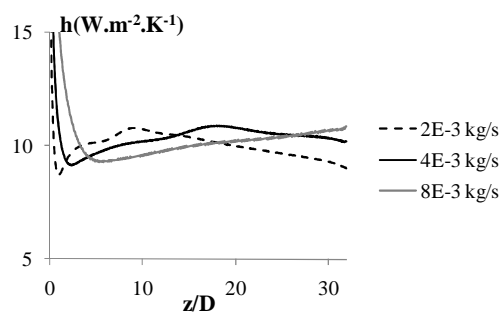


Figure 7: Coefficient d'échange thermique convectif local en fonction de  $z/D$  pour différents débits massiques d'air

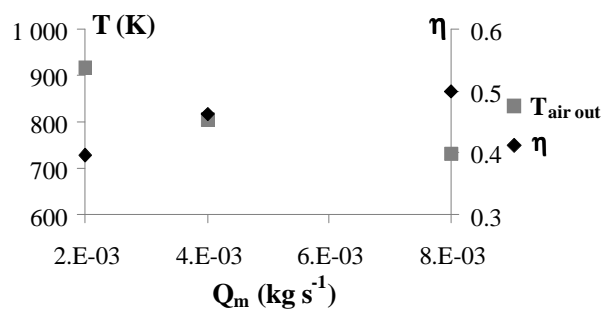


Figure 8: Température moyenne débitante de sortie de l'air et efficacité globale en fonction du débit massique d'air

**Effet du flux solaire absorbé :** la figure 9 présente le coefficient d'échange convectif local en fonction de  $z/D$  pour trois valeurs de flux solaire absorbé correspondant respectivement à des nombres de Richardson de 0,16, 0,32 et 0,43. On note que le coefficient d'échange convectif local s'améliore avec l'augmentation du flux solaire absorbé. L'efficacité globale et la température de sortie d'air augmentent avec le flux thermique solaire (figure 10).

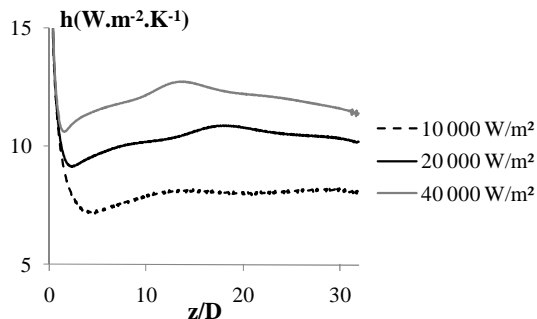


Figure 9: Coefficient d'échange thermique convectif local en fonction de  $z/D$  pour différents flux solaires équivalents

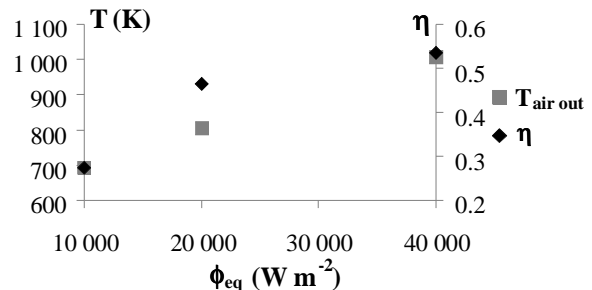


Figure 10: Température moyenne débitante de sortie de l'air et efficacité globale en fonction du flux solaire équivalent

**Effet de la conductivité thermique de la paroi :** trois valeurs de conductivité thermique de la paroi ont été considérées, 5  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  (matériau isolant), 26  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  (acier inoxydable), 390  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  (cuivre). La figure 11 présente le coefficient d'échange local pour ces trois matériaux. Excepté pour le matériel isolant on note que la conductivité de paroi n'a qu'un faible impact sur le transfert de chaleur. On observe (figure 12) que la conductivité de la paroi a un impact très faible sur l'efficacité globale et la température de sortie.

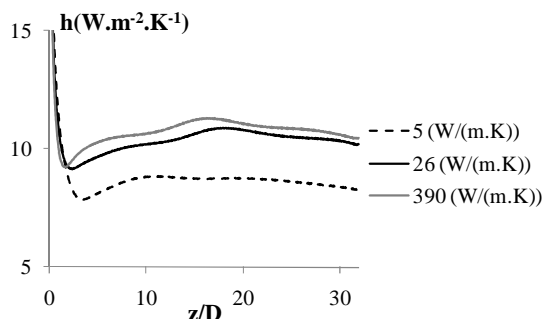


Figure 11: Coefficient d'échange thermique convectif local en fonction de  $z/D$  pour différentes conductivités thermiques de paroi

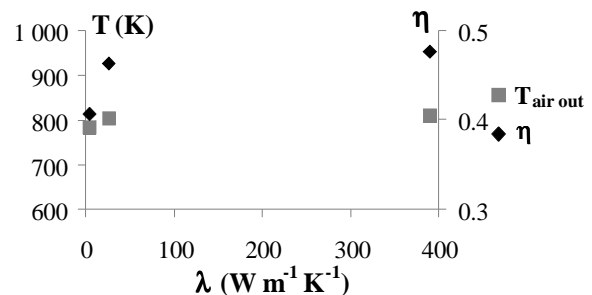


Figure 12: Température moyenne débitante de sortie de l'air et efficacité globale en fonction de la conductivité thermique de la paroi

**Effet de l'émissivité de la bande focale :** on considère trois émissivités comprises entre  $5,5 \cdot 10^{-2}$  (traitement de surface spécifique) et 1 (corps noir). La figure 13 présente le coefficient d'échange local en fonction de  $z/D$  pour ces trois émissivités. Nous observons que le transfert de chaleur est fortement dépendant de l'émissivité. Entre le corps noir et le traitement de surface spécifique nous notons une différence d'un facteur 2 au niveau du coefficient d'échange de chaleur. La figure 14 présente l'évolution de l'efficacité globale et de la température de sortie d'air en fonction de l'émissivité de la bande focale. Cette figure montre clairement l'impact négatif de l'augmentation de l'émissivité sur les performances de l'échangeur. Il s'avère donc qu'un traitement de surface spécifique est nécessaire sur la bande focale. Ce traitement doit combiner une absorptivité proche de 1 dans le spectre solaire avec une émissivité aussi basse que possible, dans la bande spectrale correspondant à la température de la paroi.

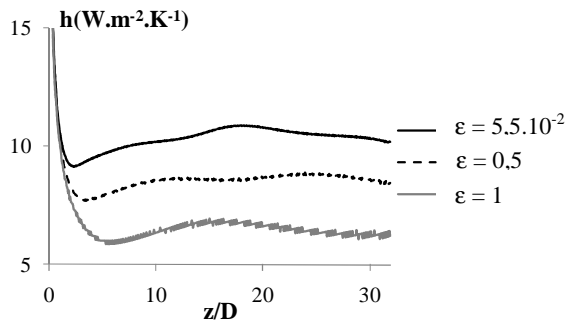


Figure 13: Coefficient d'échange convectif local en fonction de  $z/D$  pour différentes émissivités de la bande focale

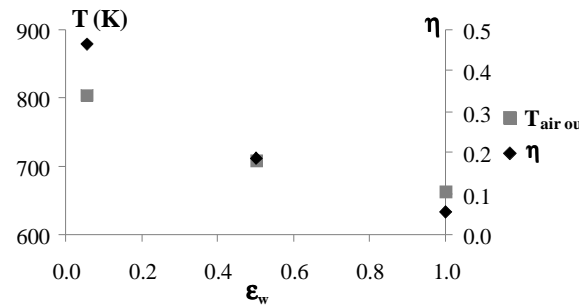


Figure 14: Température moyenne débitante de sortie de l'air et efficacité globale en fonction de l'émissivité de la bande focale

## 5. Conclusion

Dans nos conditions de simulations, l'étude numérique d'un écoulement d'air en convection mixte laminaire dans un cylindre horizontal non uniformément chauffé sur sa circonférence a montré une augmentation de transfert de chaleur d'un facteur d'environ trois, comparé à un écoulement en convection forcée pure. Il apparaît qu'un des paramètres principaux à considérer pour la conception d'un échangeur air/solaire efficace est la minimisation des pertes de chaleur de la bande focale, en particulier les pertes radiatives. Ainsi il est essentiel d'utiliser un revêtement spécial sur cette zone.

## Références

- [1] Perier-Muzet, M., Alaphilippe, M., Blancher, S., Stouffs, P., Etude numérique du transfert thermique en convection mixte pour un échangeur de chaleur air/solaire, *Proc. Congrès Français de thermique, Energies et Transports Durables 2010*, Le Touquet, France, Vol 2, pp 143-148.
- [2] Tardieu Alaphilippe, M., 2007, Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance, Thèse, Ecole Doctorale des Sciences Exactes et des Applications, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- [3] Choi, D. K., Choi, D. H., 1994, Developing mixed convection flow in a horizontal tube under circumferentially non-uniform heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 37-13, pp 1899-1913.
- [4] Fand, R.M., Keswani, K.K., 1973, Combined natural and forced convection heat transfer from horizontal cylinders to water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 16, pp 1175-1191.
- [5] Mohamed, H.A., Salman, Y. K., 2007, Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder, *Applied Thermal Engineering*, Vol 27, pp 1522-1533.
- [6] Blancher, S., Creff, R., Batina, J., André, P., Définition générale du coefficient de transfert convectif local en convection forcée interne, CIFQ 2007, Montréal Canada.
- [7] Hsieh, S. S., Liu, M.H., Wu, F.Y., 1998, Developing turbulent mixed convection in a horizontal circular tube with strip-type inserts, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 41-8-9, pp 1049-1063.