

# Etude expérimentale des performances thermiques de deux géométries chaotiques en vue de leur intégration dans les plaques bipolaires des piles à combustible de type PEMFC

Yahia LASBET, Michel JEZEGOU, Cathy CASTELAIN\*, Bruno AUVITY, H. PEERHOSSAINI

Laboratoire de Thermocinétique de Nantes, CNRS-UMR 6607, Ecole polytechnique de l'université de Nantes, BP 50 609, 44 306 Nantes cedex 3

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

**Résumé** - Afin d'améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur intégrés dans les plaques bipolaires de pile à combustible de type PEMFC, nous proposons de remplacer les réseaux de conduites droites usinées dans les plaques bipolaires par des géométries générant des écoulements chaotiques. Pour les applications transports, les puissances calorifiques importantes à évacuer ajoutées à la compacité imposée des échangeurs mènent à des densités de flux très élevées pour un fonctionnement en régime laminaire. Ils doivent de plus être essentiellement plans avec une très faible épaisseur. La génération de chaos spatial par perturbation géométrique nous a semblé la voie la plus pertinente. Après une première sélection de géométries lors d'une étude numérique (meilleur compromis entre performances thermiques et pertes de charge), une étude expérimentale a été réalisée pour deux géométries à effet d'advection chaotique et une conduite droite. La mesure des coefficients d'échange convectif a permis de dégager la meilleure géométrie et de valider les résultats numériques.

## Nomenclature

$A_i$	section débitante du $i^{\text{ème}}$ circuit, $m^2$	$S$	surface d'échange, $m^2$
$h$	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$T$	température, $K$
$Hg$	résistance globale, $W^{-1}.m^2.K$	<i>Symboles grecs</i>	
$Nu$	nombre de Nusselt	$\Delta TLM$	différence de température moyenne logarithmique $K$
$Po$	nombre de Poiseuille	<i>Indices et exposants</i>	
$Pr$	nombre de Prandtl	$1$	primaire
$\dot{Q}$	flux de chaleur échangé, $W$	$2$	secondaire
$Re$	nombre de Reynolds	$M$	moyen
$R_w$	résistance de conduction, $W^{-1}.m^2.K$	$P$	paroi

## 1. Introduction

La conception des systèmes de refroidissement performants est un point clé dans le développement des piles à combustibles de type PEMFC, l'objectif étant d'en augmenter la densité de puissance par la réduction de leur volume. Dans le domaine des transports, ces piles sont constituées d'un stack de plusieurs dizaines de cellules élémentaires faisant environ 20-30 cm de côté, dont les composants clés que sont les plaques bipolaires intègrent un échangeur à refroidissement forcé par eau. Les échangeurs actuels comportent des canaux droits ou en serpentins. Le nombre Reynolds de l'écoulement interne (actuellement autour de 200), appelé encore à se réduire par la diminution des dimensions, caractérise un régime d'écoulement laminaire peu propice à l'établissement de transferts de chaleur convectifs

intenses. Une des voies pour augmenter ces derniers dans ce type d'écoulement est de produire en leur sein du chaos lagrangien, ou advection chaotique. Ce chaos ne peut être créé en régime laminaire dans un écoulement ouvert qu'en introduisant une perturbation spatiale judicieusement placée. Cependant afin de limiter l'encombrement, les canaux devront s'inscrire dans une épaisseur minimale de plaque bipolaire. Des critères économiques de fabrication industrielle doivent également être pris en compte dans la conception.

Dès lors, l'objectif de ce travail a été de tenter de concevoir un canal élémentaire de refroidissement de piles à combustible générant des écoulements chaotiques à bas nombre de Reynolds. Dans de précédents travaux, nous avons caractérisé numériquement plusieurs géométries, quant à leurs performances thermiques, leurs pertes de charges et le mélange thermique [1], [2]. L'étude porte ici sur des géométries de différents motifs de base, appelés périodes, répétés dans la direction de l'écoulement (figure 1). Le rapport  $Po_m/Nu$  (Tableau 1) inversement proportionnel à l'efficacité thermique défini, par le rapport des transferts thermiques sur les pertes de charge, permet d'identifier les géométries V et B comme étant les plus efficaces parmi celles étudiées.

	Nusselt moyen, $Nu$	Poiseuille moyen, $Po_m$	Rapport, $Po_m/Nu$
Géométrie V	14.03	88.4	6.3
Géométrie B	13.03	93.17	7.15
Géométrie Zigzag – 3D	15.14	114.38	7.55
Géométrie U	17.73	137.51	7.75
Géométrie C	19.40	151.73	7.82
Géométrie Zigzag – 2D	8.23	84.40	10.25
Géométrie C – 2D	11.06	125.55	11.35
Tube droit	3.03	62	20.46

Tableau 1 : Comparaison du nombre de Nusselt moyen, du Poiseuille moyen et du rapport  $Po_m/Nu$ .

## 2. Présentation de l'étude expérimentale

### 2.1. Dispositif expérimental

Afin de garantir un niveau de qualité géométrique et métrologique au dispositif expérimental, un rapport d'échelle 10 a été appliqué aux dimensions réelles des canaux de pile type PEMFC. Ce changement d'échelle a exigé quelques précautions qui sont liées à la théorie des similitudes. Le principe expérimental de qualification des géométries considérées (canal droit, V et C, figure 1) repose sur un bilan enthalpique d'un échangeur à contre-courant dans lequel l'écoulement primaire « froid » (à section débitante  $A_1 = 10 \times 20 \text{ mm}^2$  identique) circule à l'intérieur de la géométrie en tôles d'inox (0,8mm) mécano-soudées et le secondaire « chaud » à l'extérieur, confiné par une enveloppe externe en polycarbonate transparente, épaisse et isolante pour limiter les pertes thermiques vers l'ambient. Afin d'uniformiser le transfert thermique du fluide secondaire en limitant les zones mortes de recirculation, chaque géométrie est appairée à son enveloppe de forme complémentaire ménageant une section débitante annulaire secondaire  $A_2$  constante le long de la surface d'échange (figure 2). Un préconditionneur constitué d'une longueur droite assurant un profil hydrodynamiquement établi est placé en amont de l'entrée du circuit primaire alors qu'un mélangeur statique (SULZER® SMX) positionné en sortie permet la mesure de la température de mélange. Les températures des fluides en entrée des deux circuits sont régulées par l'intermédiaire de deux boucles hydrauliques indépendantes. Le bilan nécessite la mesure des températures d'entrée et de sortie des circuits primaire et secondaire (thermocouples de type K de  $80 \mu\text{m}$ ) ainsi que

celle de leur débit d'eau par une balance de précision reliée à une centrale d'acquisition (précision de 0,1g).

## 2.2. Caractérisation des échangeurs

L'indice 1 fait référence au circuit primaire dont on cherche le coefficient  $h_1$  d'échange moyen avec la surface interne  $S_1$  de la géométrie étudiée, l'indice 2 au circuit secondaire de coefficient  $h_2$  d'échange moyen avec la surface externe  $S_2$  de la géométrie ( $S_1/S_2 \approx 1$ ).

Le coefficient d'échange global,  $H_g$  est défini par :

$$H_g = \frac{\dot{Q}}{S_1 \Delta TML} = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} (T_{1s} - T_{1e})}{S_1 \Delta TML} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} (T_{2e} - T_{2s})}{S_1 \Delta TML} \quad (1)$$

$\dot{Q}$  est la puissance calorifique échangée entre les deux circuits

$$\Delta TML = \frac{(T_{2s} - T_{1e}) - (T_{2e} - T_{1s})}{\ln(T_{2s} - T_{1e}) - \ln(T_{2e} - T_{1s})} \quad (2)$$

$\Delta TML$  est la différence de température moyenne logarithmique dans sa définition pour un échangeur à contre-courant. Son inverse, la résistance thermique globale de l'échangeur de chaleur, est la somme des trois résistances en série :

$$\frac{1}{H_g} = \frac{1}{h_1} + R_w + \frac{S_1}{h_2 S_2} \quad (3)$$

où  $R_w$  est la résistance de conduction de paroi égale au rapport de son épaisseur sur sa conductivité thermique.

L'accessibilité de  $H_g$  par l'expérience nécessite donc la mesure des quatre températures  $T_{1e}$ ,  $T_{2e}$ ,  $T_{1s}$  et  $T_{2s}$  dont les deux premières sont des paramètres de contrôle maîtrisés et celle du débit  $\dot{m}_1$ .

L'obtention de  $h_1$  à partir de (3) passe par une estimation de  $h_2$  dont l'erreur induite sur le calcul de  $h_1$  sera d'autant plus faible que  $h_2$  sera important. Cette condition implique un écoulement secondaire fortement turbulent qui tend à imposer sa température à la paroi.

Pour estimer  $h_2$ , on utilise donc la relation de Dittus-Boelter pour un écoulement turbulent ( $Re > 2500$ ) dans des conduites circulaires en refroidissement ([5] et [6]) :

$$Nu_2 = h_2 D_{H2} / \lambda_2 = 0,024 Re_2^{0,8} Pr^{0,3} \quad (4)$$

Selon ce modèle, l'incertitude sur les valeurs de  $h_1$  dues à la précision de mesure des températures peut être estimée et est présentée en figure 3.

## 2.3. Existence de la convection mixte dans les trois géométries

Pour vérifier l'existence ou non de la convection mixte dans chacune des trois géométries (canal droit, V et C), nous mesurons l'évolution du coefficient d'échange global  $H_g$  en fonction du nombre de Reynolds  $Re_1$ , à température d'entrée du circuit primaire  $T_{1e}$  constante (20°C) mais ceci pour deux valeurs différentes (50°C et 60°C) de la température d'entrée  $T_{2e}$  du circuit secondaire.

La figure 4-a montre l'augmentation du coefficient d'échange global  $H_g$  avec celle de la température d'entrée  $T_{2e}$  du circuit secondaire pour la conduite droite. Le nombre de

Richardson du circuit primaire (obtenu lors de l'étude numérique) dans ces conditions évoluant de 13,6 à 0,6 pour un nombre de Reynolds variant de 100 à 550 explique cette dépendance par l'existence d'un régime de convection mixte dans le primaire d'autant plus marquée que la différence des températures des deux circuits est élevée. En revanche, la figure 4-b montre que pour les géométries V et C où règnent des écoulements chaotiques contrariant l'apparition de la convection mixte, la dépendance du coefficient d'échange global  $H_g$  vis-à-vis de la température d'entrée  $T_{2e}$  du circuit secondaire n'est pas observable.

#### 2.4. Estimation du coefficient d'échange global

Les résultats présentés concernent le coefficient d'échange global et le coefficient d'échange interne. Le coefficient d'échange global a été obtenu pour un nombre de Reynolds secondaire égal à 3300. La figure 5 présente le coefficient d'échange global  $H_g$  des géométries tube droit, V et C en fonction du nombre de Reynolds  $Re_1$ .

Pour la conduite droite, l'échangeur de chaleur fonctionnant quasiment à température pariétale imposée, les valeurs de référence de  $h_1$  sont issues de la référence [4] et les valeurs expérimentales sont calculées à partir de (3) en utilisant la relation (4) pour l'estimation de  $h_2$

D'une manière générale, le coefficient d'échange global dans les deux géométries (V et C) est supérieur à celui de la conduite droite. Cette performance thermique des géométries (C et V) provient de la nature chaotique des écoulements dans ces géométries contrairement à l'écoulement dans le tube droit qui est régulier. La géométrie C a un coefficient d'échange plus important. Ceci pourrait être dû à l'existence d'un nombre important de zones chaotiques dans cette géométrie comparée à la géométrie V.

La relation (4) n'étant pas rigoureusement applicable dans le calcul de  $h_2$  pour les écoulements complexes des circuits externes des géométries V et C, un autre procédé de détermination de  $h_1$  est employé. Selon l'équation (3), la résistance thermique globale tend asymptotiquement vers la somme de la résistance de conduction  $R_w$  connue et de l'inverse de  $h_1$  lorsque  $h_2$  tend vers l'infini soit lorsque le nombre de Reynolds  $Re_2$  devient grand. Ainsi, à  $Re_1$  fixé équivalent à  $h_1$  fixé, l'extrapolation pour  $Re_2$  tendant vers l'infini de l'évolution de  $1/H_g$  en fonction de  $Re_2$  permet la détermination de  $h_1$  pour la valeur de  $Re_1$  considérée puis d'en déduire le nombre de Nusselt correspondant. L'erreur standard commise sur l'évaluation des constantes obtenues par régression de Wilson ne dépasse pas 5%.

L'application de cette méthode à la conduite droite pour une température d'entrée du circuit secondaire égale à 50°C et pour un nombre de Reynolds du circuit primaire de 450 (figure 6) conduit à la relation :

$$\frac{1}{H_g} = 0.30 Re^{-0.8} + 0.00159 \quad (5)$$

La constante  $0,00159 \text{ W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$  représente la somme de l'inverse du coefficient d'échange interne et de la résistance de la conduction dans le tube droit. Étant donné que cette dernière vaut  $5 \cdot 10^{-5} \text{ W}^{-1} \cdot \text{K} \cdot \text{m}^2$ , le coefficient d'échange convectif interne de la conduite droite est égal à  $649,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{k}^{-1}$  et le nombre de Nusselt est égal à 14,39. Le nombre de Nusselt calculé numériquement dans la conduite droite en convection mixte pour une condition pariétale de température imposée, égale à 50°C, pour un nombre de Reynolds qui est égal à 450 est égal à 13,76. Les deux valeurs numérique et expérimentale sont très proches et montrent une différence de l'ordre de 5%.

La figure 7 concerne les géométries V et C pour deux températures d'entrée du circuit secondaire égales à 40°C et 50°C et pour un nombre de Reynolds du circuit primaire toujours

égal à 540. Les constantes  $0,00097 W^1.m^2.K$ ,  $0,00091 W^1.m^2.K$ ,  $0,00065 W^1.m^2.K$  et  $0,00062 W^1.m^2.K$  apparues sur les graphes représentent la somme de la résistance de la conduction et l'inverse du coefficient d'échange convectif interne de chaque géométrie pour les deux températures. Donc, nous pouvons remonter aux nombres du Nusselt de toutes les géométries pour les deux températures d'entrée du circuit secondaire. Les valeurs expérimentales et numériques du nombre de Nusselt dans deux cas de condition pariétale de température imposée ( $40^\circ C$  et  $50^\circ C$ ) en régime de convection mixte pour un nombre de Reynolds de 540 sont présentées dans le tableau 2. Les deux évolutions de la résistance globale de l'échangeur pour les deux températures sont proches, démontrant l'absence de convection mixte dans les géométries chaotiques dans cette gamme de températures. D'une manière générale, les valeurs expérimentales et numériques du nombre de Nusselt sont corroborées.

	Temp $40^\circ C$	Temp $50^\circ C$
Nu Géométrie V exp	35,35	37,13
Nu Géométrie V num	31.36	31.80
Nu Géométrie C exp	22.85	24.36
Nu Géométrie C num	22.63	23.01

Tableau 2 : Nombre de Nusselt expérimental et numérique pour les deux températures ( $Re_p=540$ )

### 3. Conclusion

Dans le cadre de cette étude, nous avons proposé, un nouveau type de géométrie de canaux de refroidissement améliorant la performance du circuit de refroidissement de la pile par génération d'un écoulement spatialement chaotique en régime laminaire. Il s'agira ainsi d'étudier les performances thermiques de la plaque bipolaire entière par la résolution du problème couplé convection-conduction d'un réseau de canaux gravés dans une plaque massive par approches numérique et expérimentale.

#### Références

- [1] Y. Lasbet, B. Auvity, C. Castelain and H. Peerhossaini, A chaotic heat-exchanger for PEMFC cooling applications, *Journal of Power Sources*, 156(1) (2006), 114-118.
- [2] Y. Lasbet, B. Auvity, C. Castelain, H. Peerhossaini, Thermal and Hydrodynamic Performances of Chaotic Mini-Channel: Application to the Fuel Cell Cooling, *Heat Transfer Engineering*, vol 28 (8), 2007.
- [3] J. W. Rose, Heat transfer coefficient, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, (2004), 77-86.
- [4] R. Shah, A. London, Laminar flow forced convection in ducts. *New York : Academic Press*. (1978).
- [5] J. Padet, Convection thermique et massique, Nombre de Nusselt partie 1. *Techniques de l'ingénieur BE*, 8206, (2006).
- [6] M. Feidt, Thermodynamique et Optimisation Energétique des Systèmes et Procédés, *Paris : Lavoisier*, (1987).

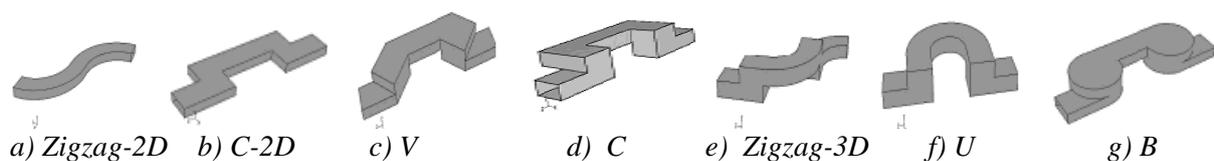


Figure 1 : Géométries proposées.

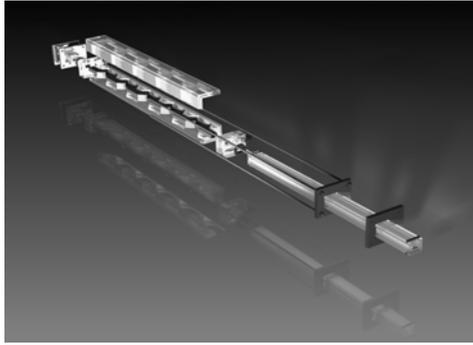


Figure 2 : Vue éclatée du dispositif expérimental de la forme V

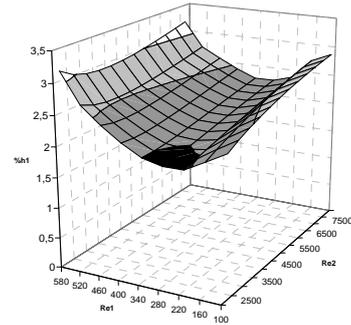
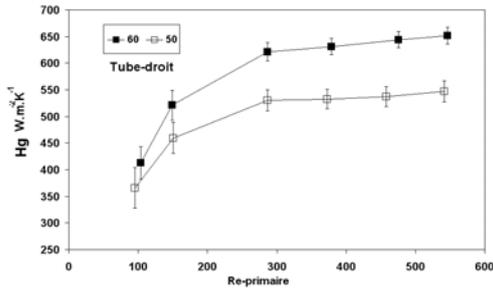
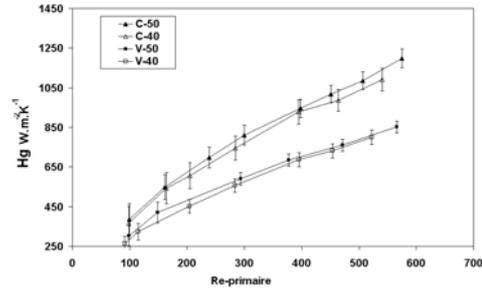


Figure 3 : Evolution de l'incertitude sur  $h_1$  vs nombres de Reynolds primaire et secondaire



a) conduite droite



b) géométries chaotiques

Figure 4 : Evolution du coefficient d'échange global de la,  $H_g$ , en fonction du nombre de Reynolds,  $Re_1$ , pour deux températures d'entrée du circuit secondaire.

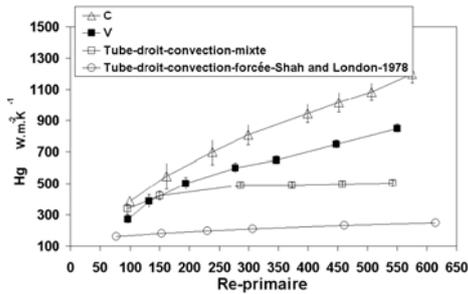


Figure 5 : Evolution du coefficient d'échange global,  $H_g$ , en fonction de  $Re_1$ .

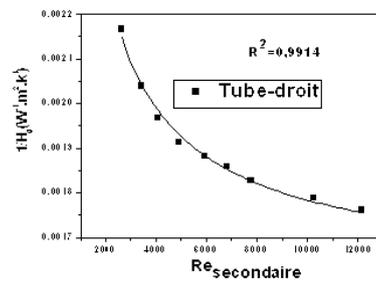
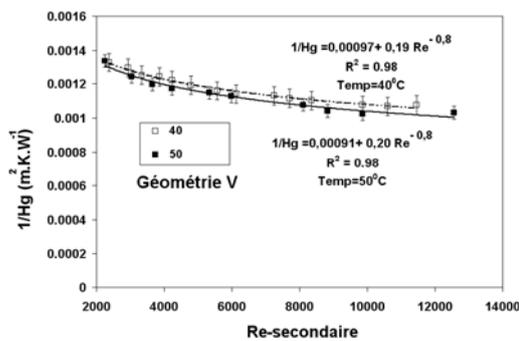
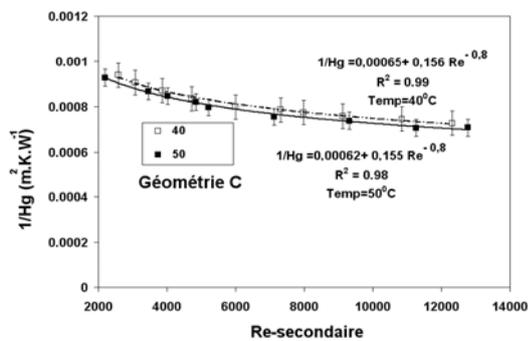


Figure 6 : Evolution de la résistance globale de l'échangeur de chaleur en tube droit en fonction de  $Re_2$  ( $Re_1 = 450$ ).



a) géométrie V



b) géométrie C

Figure 7 : Evolution de la conductance globale de l'échangeur de chaleur en fonction de  $Re_2$  pour deux températures d'entrée du circuit secondaire ( $Re_1 = 540$ ).