

Refroidissement d'une Pile à Combustible PEMFC: Ebullition Convective en Mini-canaux.

Mounir BOUDOUH, Hasna LOUAHLIA-GUALOUS

Institut FEMTO ST-MN2S, CNRS UMR 6174

Institut FCLAB, UTBM, Bâtiment F, rue Thierry Mieg, 90010 Belfort.

Résumé - Les piles à combustible, notamment les piles PEMFC sont en pléines recrudescences et ce, à cause de la hausse des prix de carburant et leurs instabilités, ainsi que de la vertu de respect de l'environnement. Dans cet article on présente les résultats d'une étude expérimentale sur le refroidissement diphasique d'une pile à combustible. Nous avons mesuré la densité de flux thermique local dans un mini-canal de diamètre hydraulique 800 μm par la technique inverse. La puissance dissipée ainsi que le débit du fluide caloporteur sont variables.

1. Introduction

Le besoin de dissiper de forts flux thermiques est primordial dans plusieurs applications notamment le refroidissement de composants électroniques et les systèmes piles à combustible. Le refroidissement par changement de phase liquide-vapeur s'avère une solution efficace pour la dissipation de quantités de chaleur importantes tout en gardant une température uniforme du système. En général, les systèmes de refroidissement utilisant un fluide caloporteur en circulation dans des mini ou micro-canaux constituent une méthode innovante alliant à la fois efficacité, compacité et protection de l'environnement (réduction de la quantité de fluide caloporteur).

La désignation d'un canal comme étant un micro-canal ou un mini-canal dépend des propriétés du fluide caloporteur. Dans le domaine des écoulements diphasiques, plusieurs auteurs (Cavallini et al. 2003, Garimella et al. 2005, Lallemand et al. 2005) ont désigné par le terme micro-canal toute conduite dont le diamètre hydraulique est inférieur à 1 mm. D'autres classifications sont publiées dans la littérature (Cheng, 2004, Kandlikar et al. 2002).

Des études ont démontré que la structure des écoulements, et par conséquent les lois de transfert de chaleur et de masse sont significativement modifiées dans le cas des micro-canaux en les comparant aux macro-canaux. En effet, la réduction du diamètre hydraulique rend l'effet de la gravité (phénomène de stratification) négligeable par rapport aux effets de capillarité. Dans le cas de l'ébullition dans des micro-canaux, de nombreuses études sont effectuées sur la visualisation des régimes d'écoulement et sur la mesure des pertes de charge et des coefficients d'échange thermique moyens (Kandlikar, 2004).

L'ébullition est un mode de refroidissement très efficace et très utilisé dans de nombreuses applications industrielles. La densité de flux critique représente une contrainte qui limite la puissance de fonctionnement des systèmes à refroidir. L'identification des mécanismes et des zones de déclenchement du flux critique paraît nécessaire afin d'agir sur la surface d'échange pour faire accroître le flux critique. La détermination des coefficients d'échange thermique locaux permet de localiser les zones de faible et d'importants taux de vide. Dans le cadre de notre étude, on s'intéresse à la mesure locale des températures et des densités de flux locales par technique inverse en considérant le cas d'une plaque à mini-canaux parallèles de section rectangulaires.

2. Dispositif expérimental

La figure 1 présente une vue d'ensemble du dispositif expérimental conçu entièrement pour étudier le transfert thermique en ébullition dans des mini-canaux. La plaque d'essais est destinée au refroidissement par changement de phase des plaques bipolaires d'une pile à combustible PEMFC.

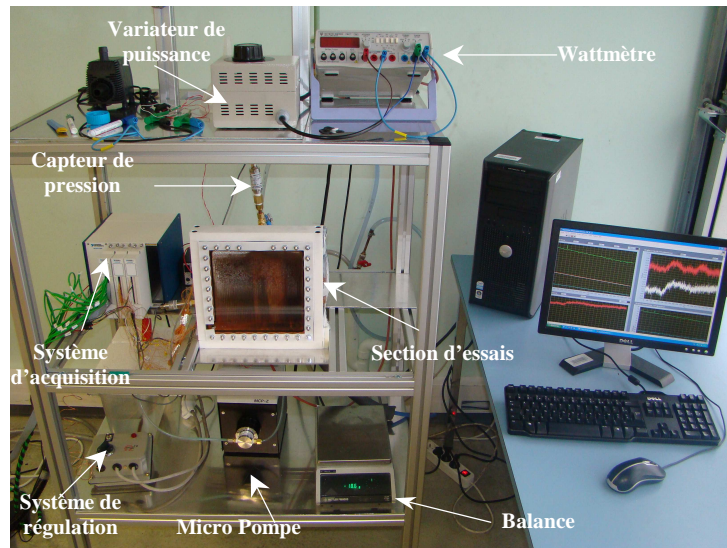


Figure 1: Dispositif expérimental.

Le dispositif expérimental est un circuit ouvert constitué d'un bain thermostaté et une micropompe assurant l'alimentation de la section d'essais. L'eau à la sortie de la section est récupérée afin de mesurer le débit massique par pesée en utilisant une balance de précision 0,1g. La section d'essais (l'évaporateur) est constituée d'une plaque en cuivre de 250x250 mm² et d'épaisseur 10 mm. Sur l'une de ses faces sont pratiqués 50 mini-canaux de section rectangulaire et de diamètre hydraulique 800 μm (figures 2a et 2b). Ces mini-canaux sont parallèles et ont une longueur de 160 mm. Sur la face opposée à la surface à mini-canaux, est placé un panneau silicone chauffant, d'une densité de puissance maximale de 0,7 W/cm². Ce panneau est équipé d'une sonde PT100 permettant la limitation de sa température de surface à 150°C. Il diffuse la chaleur uniformément sur toute la surface. Un variateur de puissance est utilisé pour contrôler la puissance imposée à la surface de la section d'essais. La surface à mini-canaux est recouverte par une plaque en polycarbonate d'épaisseur 8 mm et ceci afin de visualiser l'écoulement du fluide caloporteur. L'ensemble des plaques constituant la section d'essais (plaque en polycarbonate, plaque en cuivre et le panneau chauffant) sont solidairement emboîtées dans un ensemble de plaques de Teflon (PTFE) de 45 mm d'épaisseur, qui sert de support ainsi que d'isolant thermique. Deux microthermocouples chromel-alumel (figure 2c) sont placés à l'entrée et à la sortie de la section d'essais afin de mesurer les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur. Deux capteurs de pression de type Omega PX209 sont installés pour mesurer la perte de charge totale dans la section d'essais.

Nous avons choisi d'instrumenter deux mini-canaux par des microthermocouples de diamètre 75 μm insérés dans la plaque en cuivre à différentes profondeurs et à différentes positions suivant la longueur des canaux.

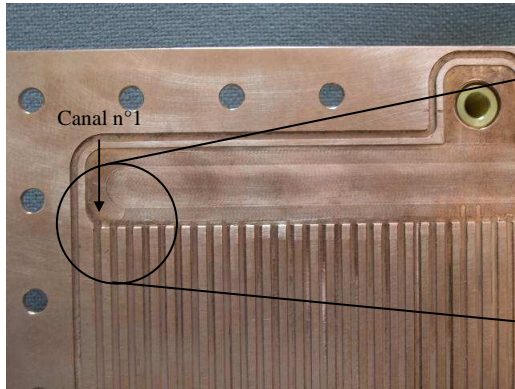


Figure 2a: Mini-canaux pratiqués dans une plaque de cuivre.

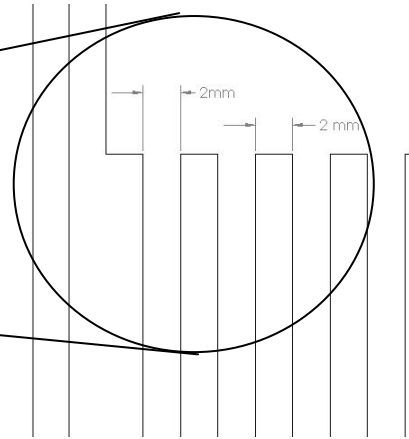


Figure 2b: schéma agrandi de la section d'essais.

Le premier canal instrumenté est situé à 2 mm du bord de la section d'essais, à proximité de l'entrée du fluide caloporteur. Le second loin de l'entrée du fluide, est situé à 160 mm du bord de la section d'essais (canal n°41). Des perçages de diamètre 1 mm et de différentes longueurs sont faits au dos de chaque canal (figure 2d). Des microthermocouples de diamètre 75 μm sont insérés dans ces perçages qui sont ensuite remplis par de l'étain. Les microthermocouples sont disposés sur deux ou trois niveaux de profondeur par rapport à la surface d'échange du premier et du second canal respectivement. Ainsi, pour le premier canal 21 microthermocouples sont disposés à 0,5 mm, 6 mm et 8 mm de la surface d'échange. Pour le second canal, 17 microthermocouples sont placés à 4 mm et 9 mm de la surface de chauffe.

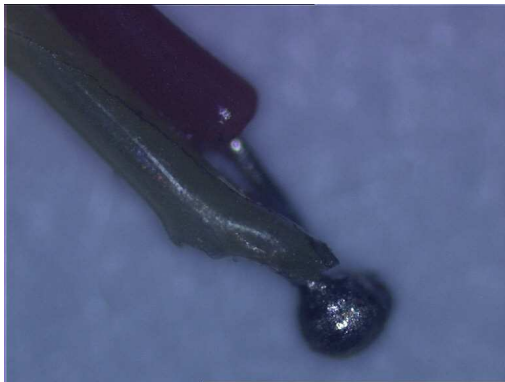


Figure 2c: Micro thermocouple type K de 75 μm diamètre.



Figure 2d: Vue arrière de la section d'essai avec les micro thermocouples.

3. Résultats et interprétations

Une procédure expérimentale est suivie afin de vérifier la répétitivité des résultats. Avant de commencer les essais on fixe le débit de la micropompe et une puissance maximale de 240 W pour déclencher l'ébullition. Une fois cette dernière déclenchée, on réduit la puissance avec des décrets de 20 W, tout en enregistrant les températures et les pressions,

Au cours des essais, nous avons mesuré les évolutions temporelles des températures de la paroi des mini-canaux numéro 1 et 41. La figure 3 présente des températures mesurées par les microthermocouples placés à 6 mm de la surface d'échange et pour des abscisses x égaux à 4, 22 et 148 mm. Les allures présentées sont comparables à celles obtenues par les autres microthermocouples. En régime transitoire, les températures augmentent d'une manière continue avec une pente de $1,5^{\circ}\text{C}/\text{ms}$. En régime permanent, les températures se stabilisent et deviennent sensiblement constantes au cours du temps. On remarque que les températures de la paroi mesurées à $x = 4$ et 22 mm présentent quelques fluctuations contrairement à celles mesurées en haut du canal ($x = 148$ mm). Ces fluctuations sont probablement dues au passage des bulles dans l'écoulement diphasique. Dans la partie supérieure du canal, l'écoulement est constitué par des larges poches de vapeur qui occupent une grande partie du canal ce qui explique l'augmentation de la température et son uniformité. La figure 4 présente la perte de charge entre l'entrée et la sortie de tous les mini-canaux. En régime permanent, la perte de pression totale est de 200 Pa.

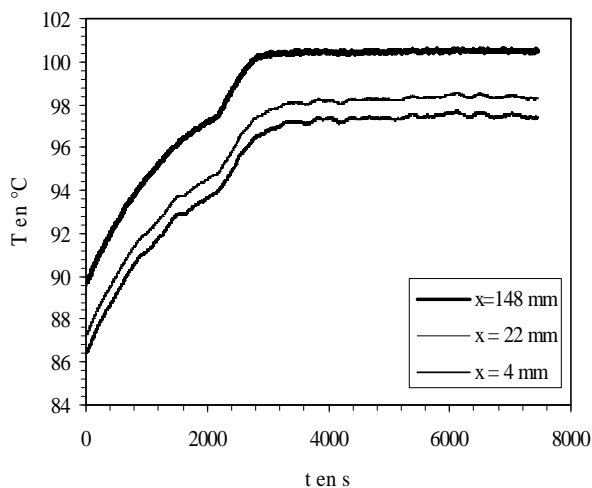


Figure 3: Températures de paroi mesurées pour 240 W et 35 mL/min.

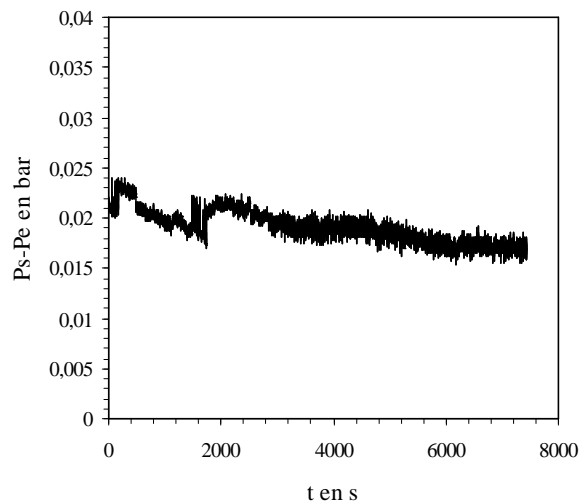


Figure 4: Pertes de pression mesurées pour 240 W et 35 mL/min.

Les figures 5a et 5b, présentent les profils des températures mesurées suivant la longueur des mini-canaux et à deux niveaux différents par rapport à la surface d'échange. L'abscisse $x = 0$ représente l'entrée de chaque mini-canal. La figure 5a montre que la variation moyenne de la température est de $2,5^{\circ}\text{C}$ sur toute la longueur du canal. Dans ce canal, le taux de vide est sensiblement uniforme.

La figure 5b montre la présence de deux zones. Une première zone où l'écart de températures de paroi mesurées est de l'ordre de 5°C . Cet écart diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée du canal où les phénomènes de coalescence s'amplifient. Il devient sensiblement nul au delà de $x = 90$ mm (mesuré à partir de l'entrée du canal). Cette diminution de l'écart des températures mesurées suivant la normale à la surface d'échange (à 6,5 mm et 8,5 mm) est due à une présence de résistance thermique empêchant ainsi la dissipation du flux de chaleur et une augmentation de la température pariétale. Dans notre cas, cette résistance thermique n'est autre qu'une concentration de masse de vapeur dans le canal réduisant ainsi la mouillabilité de la surface d'échange.

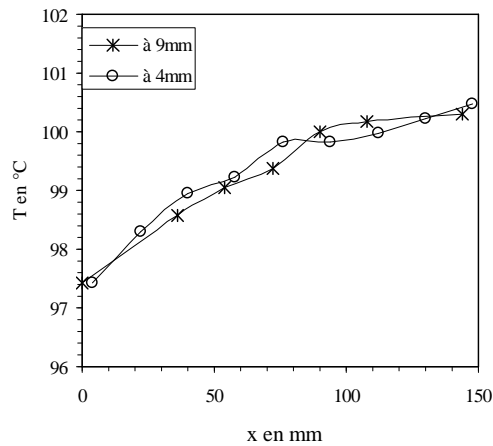


Figure 5a: Températures de la paroi du canal N° 41.

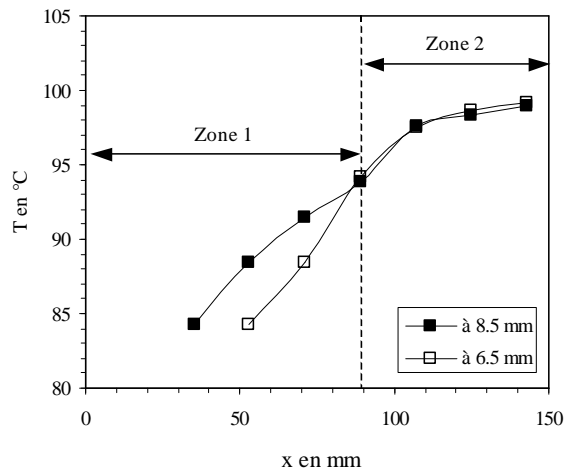


Figure 5b: Températures de la paroi du canal N° 1.

En effet, on a une production des bulles sur la surface d'échange suivant toute la longueur du canal. Chaque bulle produite suit un parcours ascendant et rencontre d'autres bulles. Cet écoulement ascendant des bulles entraîne une augmentation du nombre de bulles suivant la hauteur du canal et favorise leur coalescence. Par conséquent, le taux de vide augmente également suivant la hauteur du canal et peut atteindre des valeurs de l'ordre de 90% vers la sortie du canal. Ceci montre que l'assèchement de la paroi débute dans la partie supérieure du canal et que dans cette zone le phénomène de coalescence peut être provoquée entre des bulles issues des sites de nucléation de la surface et celles provenant de la zone inférieure.

D'autres essais sont menés pour une densité de flux de 220, 200 et 180 W et des débits de 30 et 35 mL/min. Les températures de paroi mesurées sont présentées par les figures 6a et 6b. Pour plus de lisibilité, nous n'avons présenté que les résultats de trois essais. Les allures des courbes restent comparables à celles présentées en figures 5a et 5b. Sur les deux figures, on remarque que les températures sont maximales sur la partie supérieure de la plaque, ceci est dû à l'écoulement ascendant des bulles qui est plus prononcé dans la partie supérieure de la surface d'échange que dans la partie inférieure. Cette ascension des bulles fait accroître la concentration des bulles et le taux de vide.

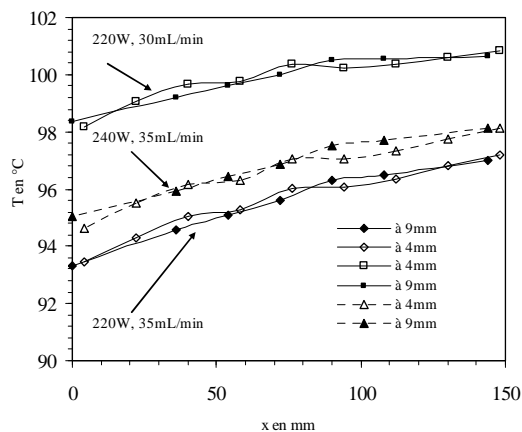


Figure 6a: Influence de la puissance et du débit sur la température de la paroi du canal N° 41.

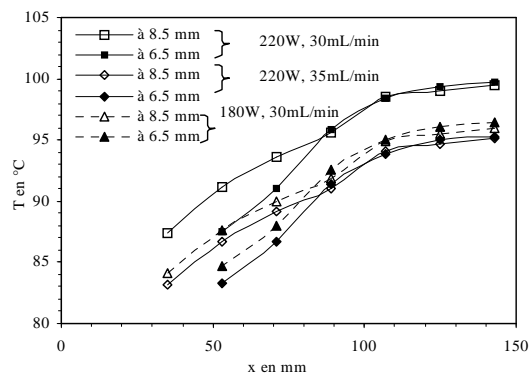


Figure 6b: Influence de la puissance et du débit sur la température de la paroi du canal N° 1.

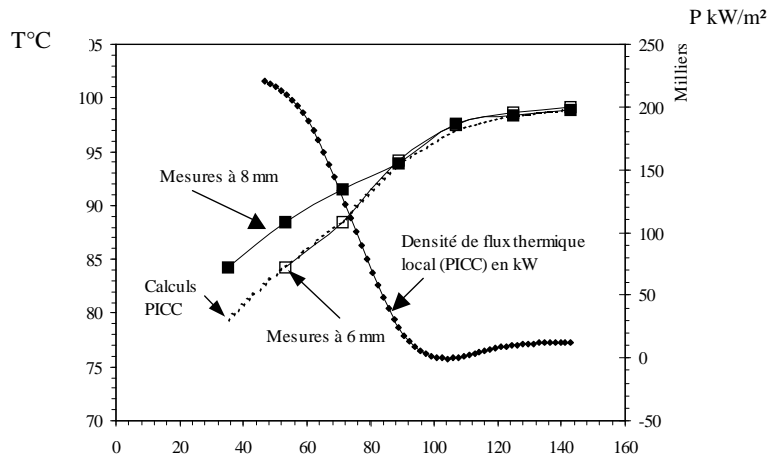


Figure 7: densité de flux local et températures de surface.

Sur la figure 7 on présente les résultats d'analyse du problème inverse de conduction et la chaleur (PICC) appliqué à la section d'essais dont les températures mesurées à 8mm de la surface sont connues et imposées comme condition au limite. La résolution du PICC permet la détermination de la répartition locale du flux thermique au niveau de la surface d'échange du mini-canal. Les températures mesurées à 6mm de la surface d'échange sont utilisées pour minimiser la fonctionnelle résiduelle.

L'étude se poursuit pour déterminer les densités de flux et les températures de surface en régime transitoire en utilisant les techniques inverses, différentes conditions opératoires sont en cours d'étude

4. Conclusions

On présente dans cet article les résultats de l'ébullition de l'eau dans des mini-canaux, plusieurs débits et puissances ont été testés. La quantité de chaleur dissipée est très importante comparée au débit d'eau utilisée pour son évacuation d'où l'intérêt du refroidissement diphasique en mini-canaux, on montre que les évolutions locales des températures et des densités de flux thermiques dissipées dépendent de la structure de l'écoulement.

Références

- [1] A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti, GA. Longo, L Rosseto, C. Zilio, Condensation heat transfer and pressure drop inside channels for AC/HP application. 12th Int. Heat Transfer Conf. , , Grenoble, France, (2003), 691-698.
- [2] S. Garimella., Condensation flow mechanisms in micro-channels: basis for pressure drop and heat transfer models. Heat Transfer Engineering, vol. 25 (3), (2004), 104-116.
- [3] M Lallemand., F. Ayela, M. Favre-Marinet, A. Gruss, D. Maillet, Ph. Marty, H. Peerhossaini, L. Tadrist, Transfert thermiques dans des microcanaux-applications aux microéchangeurs, SFT, , (2005), 111-127.
- [4] H. Y. Wu., P Cheng., Boiling instability in parallel silicon microchannels at different heat flux., International journal of heat and mass transfer., 47 (2004), 3631-3641
- [5] S. Kandlikar, WJ. Grande., Evolution of micro-channel flow passages – Thermohydraulic performance and fabrication technology. Proceeding of IMECE, (2002), 1-13.
- [6] S. Kandlikar, , Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels. journal of heat transfer ASME Vol 126 February (2004).