



**HAL**  
open science

## Transferts thermiques dans des microcanaux

Monique Lallemand, Frédéric Ayela, Michel Favre-Marinet, Anton Gruss,  
Denis Maillet, Philippe Marty, Hassan Peerhossaini, Lounes Tadrist

► **To cite this version:**

Monique Lallemand, Frédéric Ayela, Michel Favre-Marinet, Anton Gruss, Denis Maillet, et al.. Transferts thermiques dans des microcanaux: Applications aux microéchangeurs. Congrès Français de Thermique, Jun 2005, Reims, France. pp.111-127. hal-00204881

**HAL Id: hal-00204881**

**<https://hal.science/hal-00204881>**

Submitted on 28 May 2020

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

# Transferts thermiques dans des microcanaux – Applications aux microéchangeurs.

Monique LALLEMAND<sup>1\*</sup>, Frédéric AYELA<sup>2</sup>, Michel FAVRE-MARINET<sup>3</sup>, Anton GRUSS<sup>4</sup>, Denis MAILLET<sup>5</sup>, Philippe MARTY<sup>3</sup>, Hassan PEERHOSSAINI<sup>6</sup>, Lounes TADRIST<sup>7</sup>

<sup>1</sup>CETHIL-INSA, UMR 5008, 20, av. A. Einstein 69621 Villeurbanne Cedex Lyon

<sup>2</sup>CRTBT, UPR 5001, BP 166, 38042 GRENOBLE Cedex 9

<sup>3</sup>LEGI-INPG, UMR 5519, 1025, rue de la piscine, BP 53 X, 38041 Grenoble Cedex 9

<sup>4</sup>GRETh- CEA, 17 rue des Martyrs, 38054 Grenoble Cedex 9

<sup>5</sup>LEMETA – ENSEM, UMR 7563, 2 av. de la Forêt de Haye, BP 160, 54504 Vandoeuvre Cedex

<sup>6</sup>LT- EPUN, UMR 6607, rue Christian Pauc, BP 50609, 44 306 NANTES Cedex 03

<sup>7</sup>IUSTI, UMR 6595, EPU Marseille, UMR 6595, 5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille cedex 13

\* (auteur correspondant : [monique.lallemand@insa-lyon.fr](mailto:monique.lallemand@insa-lyon.fr))

**Résumé** - Les principaux résultats présentés ont été obtenus dans le cadre d'un Projet de Recherche Intégrée du Programme Interdisciplinaire Energie du CNRS. Il s'agit d'études à dominante expérimentale visant à mesurer les coefficients de frottement et les transferts de chaleur en mini- ou microcanaux (4  $\mu\text{m}$  à 1 mm) et à mettre en évidence les écarts par rapport aux lois établies pour des canaux de dimensions conventionnelles. Elles concernent la convection forcée pour des fluides monophasiques. Les technologies envisageables pour des microéchangeurs ont également été abordées.

## Nomenclature

$c$	capacité calorifique, $\text{J K}^{-1}\text{kg}^{-1}$
$C_f$	coefficient de frottement
$D_h$	diamètre hydraulique, m
$e$	épaisseur du canal, m
$h$	coefficient d'échange, $\text{W K}^{-1}\text{m}^{-2}$
$Kn$	nombre de Knudsen
$L$	longueur du canal, m
$M$	nombre adimensionnel
$Nu$	nombre de Nusselt
$Re$	nombre de Reynolds
$V$	vitesse, $\text{m s}^{-1}$

### *Symboles grecs*

$\alpha$	rapport d'aspect
$\gamma$	conductivité électrique, $\text{S K}^{-1}\text{m}^{-1}$
$\phi$	densité de flux, $\text{W m}^{-2}$
$\lambda$	conductivité thermique, $\text{W K}^{-1}\text{m}^{-1}$
$\rho$	masse volumique, $\text{kg m}^{-3}$

### *Indices et exposants*

f	fluide
max	maximum
s	solide

## 1. Introduction

L'évolution des échangeurs vers les micro- et mini-canaux a été imposée du fait de la miniaturisation d'un grand nombre de systèmes qui dissipent des densités de flux sans cesse croissantes. Cela a été rendu possible grâce aux évolutions récentes en matière de microtechnologies. Les techniques de micro-fabrication et /ou de micro-usinage permettent le développement de structures à une échelle inférieure au millimètre.

L'utilisation de microcanaux est apparue dans de nombreuses applications pour assurer un refroidissement intense, par exemple de lasers, de microprocesseurs digitaux, de composants électroniques, de diodes, etc. Tuckerman et Pease [1] furent les premiers à montrer qu'il est possible d'extraire de fortes densités de flux avec une circulation d'eau dans des échangeurs à microcanaux rectangulaires et parallèles (de diamètre hydraulique proche de 100  $\mu\text{m}$ ). Ainsi, des échangeurs de plus en plus compacts sont apparus. Ce sont généralement des échangeurs qui comportent des canaux en parallèle, de faible diamètre hydraulique. L'échange thermique a lieu soit entre un fluide et une paroi (généralement dans les systèmes à flux imposé, par exemple, plaque froide de refroidissement en électronique) ou entre deux fluides séparés par une paroi. Dans les deux cas, l'étude des écoulements et des échanges thermiques paroi/fluide dans les microcanaux constitue la base nécessaire pour connaître les performances du système.

Le champ d'applications des échangeurs à microstructures est déjà assez vaste. Cela concerne tout le domaine des biotechnologies, de la pharmacie, de la médecine, de la chimie fine, de la climatisation ou du froid, de la cryogénie. Pour les systèmes embarqués et le domaine de l'électronique, les microéchangeurs sont potentiellement intéressants.

### 1.1. Caractéristiques hydrodynamiques et thermiques pour des microcanaux

Il n'existe pas dans la littérature de critère pour définir clairement les termes de canaux, mini- ou micro-canaux. Leur désignation est souvent liée aux usages pour chaque type d'applications. Kandlikar et Grande [2] ont proposé la classification suivante, basée sur des considérations de raréfaction moléculaire :

- canaux conventionnels :  $D_h > 3 \text{ mm}$
- minicanaux :  $3 \text{ mm} \geq D_h \geq 200 \mu\text{m}$
- microcanaux :  $200 \mu\text{m} \geq D_h \geq 10 \mu\text{m}$ .

Dans des études assez récentes, il a été montré que la limite entre les effets macroscopiques et microscopiques, bien que pas très précise, se situe dans le domaine compris entre une centaine de microns et quelques microns. Par la suite, nous nous intéresserons principalement aux canaux dont une dimension varie entre 10  $\mu\text{m}$  et 1 mm que nous appellerons microcanaux.

Les nombreux travaux des vingt dernières années [3-18], qui ont été consacrés au domaine de la microfluidique, ont conduit à des résultats parfois très dispersés, voire contradictoires aussi bien pour les caractéristiques de l'écoulement que pour les transferts thermiques. Différentes interprétations physiques ont été avancées par les chercheurs pour expliquer les changements de comportement [19].

La première interprétation trouve ses origines dans le rôle de la rugosité. L'étude de l'influence de la rugosité sur les caractéristiques de l'écoulement dans les microcanaux est délicate car il est très difficile de choisir le bon paramètre pour décrire la rugosité. De plus, son effet sur le coefficient de frottement ou le nombre de Poiseuille est souvent masqué par une maîtrise incorrecte ou une méconnaissance d'autres paramètres ayant une influence significative sur le résultat. C'est le cas, par exemple, de la grandeur géométrique de la section d'étude (diamètre pour un tube circulaire).

Flockhart et Fhariwal [3], Gao *et al.* [4, 5] et Rahman [6] ont obtenu, pour des tubes à paroi lisse, des coefficients de frottement en accord avec les lois établies pour des tubes conventionnels quel que soit le régime. En revanche, les travaux menés par Tani [7] et Merkle

et Kubota [8] ont mis en évidence l'affectation du profil de vitesse laminaire et du nombre de Reynolds de transition par la rugosité de surface. Wu et Little [9] ainsi que Qu *et al.* [10] ont trouvé une augmentation du coefficient de frottement en régime laminaire respectivement de 60 % et 38 % par rapport à celui donné par une loi classique lorsque la paroi est rugueuse. Pour la transition à la turbulence, Wang et Peng [11], Zeighami *et al.* [12] et Wu et Little [9] ont trouvé un nombre de Reynolds critique égal respectivement à environ 1200 à 1600, 500 et 700. En revanche, Rahman [6] et Gao *et al.* [4] n'ont pas noté d'écart aux valeurs classiques pour le nombre de Reynolds critique.

En se basant sur les résultats des travaux précédemment cités et en faisant des expériences sur des tubes de différentes longueurs et de diamètres intérieurs compris entre 50 et 254  $\mu\text{m}$ , Mala et Li [13] proposèrent un modèle pour décrire les écoulements. Cette modélisation est basée sur une viscosité apparente, qui serait la somme entre la viscosité classique du fluide et une viscosité de rugosité (proche de la paroi) conduisant à un ralentissement du fluide.

La deuxième interprétation est due à Sabry [14]. A partir d'une modélisation, il a supposé que, du fait de la rugosité et de la forte contrainte de cisaillement à la paroi, il existe une couche de gaz entre le fluide et la paroi. L'introduction de cette couche d'air, qui constitue une couche isolante, conduit à une condition de glissement du fluide.

Une autre interprétation est attribuée à l'effet de la double couche électrique due à la présence de charges électrostatiques sur les surfaces solides. Mala *et al.* [15] furent les premiers à introduire l'hypothèse de la double couche électrique dont les effets sont négligeables aux macro-échelles. Du fait de leur potentiel électrique de surface, certains solides peuvent présenter des charges électrostatiques (positives pour des matériaux à grande permittivité ou négatives), en particulier si ces solides sont des isolants tels que le verre, le quartz, les plastiques, etc. Si un tel solide est au contact d'un liquide chargé, même d'une faible quantité d'ions, les charges électrostatiques du solide attirent les ions contraires du liquide et créent un champ électrique dans le liquide. Les ions du liquide forment alors une couche au voisinage de la paroi ; c'est la double couche électrique, qui a généralement une épaisseur si faible qu'elle peut être négligée. La présence de cette couche d'ions, immobile près de la paroi, entraîne un gradient de concentration dans une couche diffusive. Lorsque le fluide est en mouvement, il apparaît un transport des charges variable selon la vitesse locale du fluide. Dans le cas d'un microcanal, on observe à la sortie du tube un excès de charges de même nature que celles de la paroi du fait de leur vitesse plus élevée au cœur de l'écoulement. Il s'ensuit un courant électrique dans le sens opposé à l'écoulement. La présence hétérogène des ions induit une force de volume supplémentaire qu'il est nécessaire de prendre en compte dans l'équation de bilans de quantité de mouvement pour déterminer le profil de vitesses. La modification du profil de vitesses en présence d'une double couche électrique augmente les frottements pariétaux et dégrade les transferts thermiques. La double couche électrique a un effet non seulement sur le coefficient de frottement, mais également peut jouer un rôle sur la transition laminaire-turbulent dans un écoulement liquide. Tardu [16] a montré que la double couche électrique déstabilise l'écoulement de Poiseuille et la transition a lieu pour un nombre de Reynolds critique plus faible (inférieur à 2000), pour des microcanaux de faible hauteur (20 à 100  $\mu\text{m}$ ).

Lorsque la dimension des canaux diminue, elle peut être proche du libre parcours moyen moléculaire en phase gazeuse et le milieu ne peut plus être considéré comme continu. La limite de validité de l'hypothèse d'un milieu continu, caractérisée par le nombre de Knudsen (rapport entre le libre parcours moyen et le diamètre hydraulique) correspond à  $Kn = 10^{-1}$ . Pour une valeur plus élevée de  $Kn$ , l'écoulement est légèrement raréfié avec un glissement à la

paroi ; on utilise un modèle de milieu continu avec des conditions aux limites de vitesse de glissement finie à la paroi. Un saut de température à la paroi doit alors être pris en compte pour étudier les transferts thermiques des écoulements gazeux dans des microcanaux. Dans un microcanal, comme le nombre de Knudsen dépend de la vitesse du fluide et de la pression, il va évoluer avec la longueur du canal. L'accélération du fluide modifie le gradient de pression avec comme conséquence une variation non linéaire de la pression. Ceci entraîne une augmentation de  $Kn$  tout au long du tube et si le tube est long, on peut observer différents types de régime depuis l'entrée jusqu'à la sortie. Cependant, cet effet n'est sensible, selon les conditions de pression et la nature du fluide, que pour des microcanaux de dimension inférieure à 10  $\mu\text{m}$ .

Pour les études effectuées sur des microcanaux en fluide non isotherme, les résultats expérimentaux conduisent soit à une amélioration des échanges thermiques [1, 6], soit à une dégradation [4, 5, 11].

## 1.2. Microéchangeurs

Si de nombreuses études portent actuellement sur les transferts thermiques pour des microcanaux, par contre la conception d'échangeurs avec des microcanaux en parallèles ou multi-échelles a été beaucoup moins étudiée. Bien que ce problème ait déjà été abordé par certains auteurs (Luo *et al.*, [20]), de nombreux problèmes restent posés comme le passage micro/macro, la distribution des fluides, l'établissement des régimes, le choix des matériaux (isotrope ou anisotrope), etc.

La percée des microéchangeurs au cours de ces dernières années et l'explosion des études et recherches sur la convection en micro- et mini-canaux est principalement liée aux nombreux avantages de ces systèmes (Gruss, [21]). En premier lieu, leur très grande compacité (de l'ordre de 15 000  $\text{m}^2 \text{m}^{-3}$ ) permet une dissipation thermique, qui peut atteindre 20  $\text{MW m}^{-3}$ . De faible masse et volume, ils pourront être utilisés dans tous les cas où les contraintes encombrement et masse sont fortes : domaine aéronautique, spatial, automobile, etc. Du fait de la faible dimension des canaux, la quantité de fluide circulant est très faible, ce qui les rend intéressants lorsque ces fluides sont toxiques, néfastes pour l'environnement ou tout simplement chers. Compte tenu du faible volume des microéchangeurs, il est possible de les réaliser dans des matériaux nobles si des raisons de corrosion l'imposent. Cette minimisation de la quantité de matière fait aussi qu'ils ont un faible temps de réponse. Par contre, ils introduisent des chutes de pression élevées et nécessitent l'utilisation de fluides très purs pour éviter leur encrassement. Enfin, leur technologie n'est pas encore bien maîtrisée industriellement.

Les résultats de la littérature en terme de comportement hydrodynamique et thermique dans des microcanaux et microéchangeurs ne sont pas probants. De plus, il n'est pas facile de comparer les résultats expérimentaux trouvés dans la littérature car les conditions expérimentales et les géométries peuvent différer et surtout les méthodes de mesure, soit locales, soit globales sont différentes.

La voie envisagée pour répondre à ces questions par les différents laboratoires du projet est essentiellement une approche expérimentale. Afin de déterminer les mécanismes prépondérants qui régissent les échanges thermiques dans ces systèmes, il est nécessaire de mesurer les grandeurs locales. Actuellement, les capteurs de mesures, qui sont souvent à une échelle macroscopique, sont implantés loin de la surface, pour ne pas perturber les

phénomènes. Les mesures restent donc indirectes et nécessitent une analyse pour extraire les valeurs réelles.

Afin de mieux appréhender certains effets sur le comportement thermohydraulique des écoulements en canaux aux petites échelles, il a été choisi de travailler sur des canaux uniques en fluide monophasique. Dans les études expérimentales où l'on cherche à découpler les influences des différents paramètres pour faciliter l'analyse, on recherche des écoulements unidirectionnels. Pour cela, il est nécessaire que le rapport d'aspect d'un canal rectangulaire (rapport largeur/épaisseur) soit supérieur à 50 pour que les effets de bords puissent être négligés. Un faible rapport d'aspect peut induire des tourbillons de coins [16], ce qui modifie la transition vers la turbulence comme il a été observé par Pfahler *et al.* [22]. Ces études diffèrent par la nature du fluide, la nature du couple fluide/paroi, la géométrie et la dimension des canaux, les méthodes de mesure.

## 2. Convection monophasique en microcanaux

L'objectif des différentes études est d'une part, la détermination pour les microcanaux de la limite de validité des lois d'écoulement et d'échanges de chaleur établies pour les tubes conventionnels, d'autre part, l'analyse de l'impact des paramètres physico-chimiques, de l'état de surface, de la nature du fluide, des conditions d'entrée.

### 2.1. Etude du frottement pariétal en canal rectangulaire

Pour mettre en évidence l'effet du confinement, de l'état de surface, de la nature du couple fluide-paroi et de la dissipation visqueuse, la géométrie retenue a été généralement celle d'un canal de section rectangulaire à épaisseur submillimétrique (de 5  $\mu\text{m}$  jusqu'à 1 mm). Les canaux dont la hauteur va de 100  $\mu\text{m}$  à 1 mm ont des parois soit en acier inoxydable, soit en bronze et ceux de 5  $\mu\text{m}$  à 50  $\mu\text{m}$  en silicium. Il faut souligner que, dans ce dernier cas, où les conditions expérimentales sont les plus critiques, le liquide est dans une enveloppe souple étanche, ce qui permet de s'affranchir du phénomène de dégazage dans le microcanal, susceptible de se produire lorsque le fluide est mis en mouvement sous l'effet d'un gaz sous pression. La rugosité des parois varie de 10 nm à 1  $\mu\text{m}$ . Le fluide est de l'eau permutée sauf pour étudier l'influence de la double couche électrique. Pour avoir plus de précisions sur les dispositifs expérimentaux utilisés, il est possible de consulter le rapport complet du projet (<http://energie.insa-lyon.fr>) [23]. Le canal d'essai est généralement obtenu grâce à la superposition de deux blocs séparés par des cales étalons qui permettent de maîtriser l'épaisseur du canal (1 mm jusqu'à 50  $\mu\text{m}$ ). Le chauffage est assuré par effet Joule grâce à des fils chauffants insérés dans des rainures usinées dans les blocs.

Le dimensionnement a été réalisé grâce à des simulations numériques des transferts thermiques mis en jeu. Ces calculs font ressortir les zones affectées par les flux parasites liés aux constriction engendrées par les effets de bords. Les simulations ont donc pour objectif de minimiser ou d'éviter ces effets indésirables qui peuvent être à l'origine d'erreurs.

Différentes techniques de mesures ont été mises en place pour l'étude du frottement pariétal : capteur de pression différentielle (mesure globale), jauges de contraintes intégrées (mesures sur les parois en silicium) ou sondes électrochimiques (mesure locale).

### 2.1.1. Parois lisses

Les résultats publiés par Gao *et al.* [4] ont montré la validité des lois classiques de l'hydrodynamique pour des canaux rectangulaires de hauteur  $\geq 100 \mu\text{m}$  (Fig. 1.a). Dans ces expériences, le fluide utilisé est l'eau déminéralisée et les parois sont en bronze. Les résultats obtenus dans les microcanaux usinés dans le silicium (Fig. 1.b) montrent que le nombre de Poiseuille conventionnel, égal à 24, est retrouvé jusqu'à des hauteurs de microcanal aussi faibles que  $7,5 \mu\text{m}$ . Les essais menés avec de l'eau fortement ou faiblement désionisée (conductivité électrique respectivement  $\gamma < 0,1 \mu\text{S cm}^{-1}$  et  $\gamma = 70 \mu\text{S cm}^{-1}$ ) n'ont pas amené de différences dans les résultats.

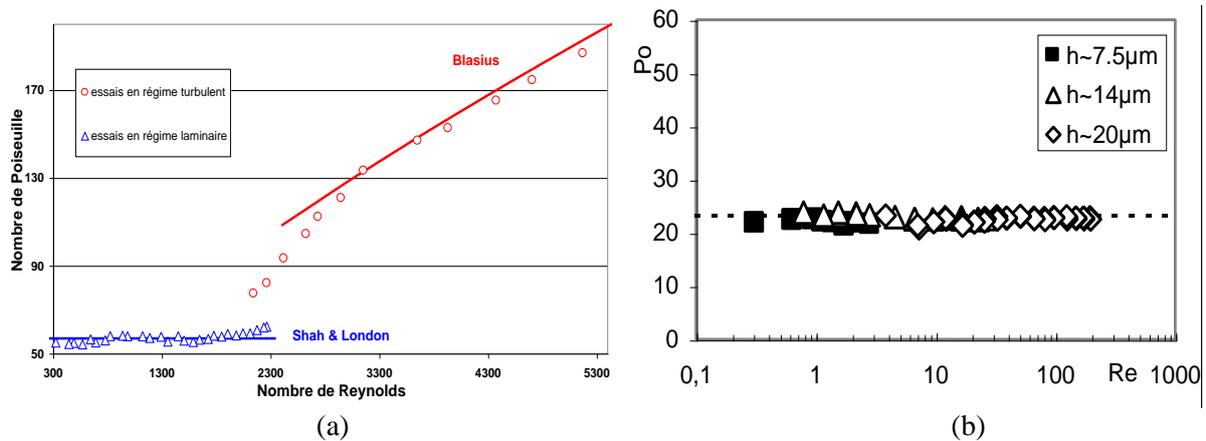


Figure 1 : Nombre de Poiseuille pour des microcanaux en fonction du nombre de Reynolds  
(a) hauteur  $100 \mu\text{m}$  à  $1 \text{ mm}$  ; (b) hauteur  $7,5 \mu\text{m}$  à  $20 \mu\text{m}$

Les résultats montrent que, pour les canaux rectangulaires à parois métalliques, *les lois classiques de l'hydrodynamique en régime laminaire monophasique* (coefficient de frottement et transition laminaire/turbulent) et en régime turbulent sont vérifiées jusqu'à des dimensions caractéristiques de  $5 \mu\text{m}$  pour des parois lisses. Ces résultats ont pu être obtenus grâce, en particulier, à une métrologie adaptée à des configurations ultra miniaturisées.

Une autre étude a été réalisée avec un canal à parois en polycarbonate de  $30 \text{ mm}$  d'épaisseur (faible rugosité, de l'ordre de quelques micromètres), traversé par un écoulement d'eau permutée, généré par une pompe à engrenages en circuit fermé. L'épaisseur du canal varie de  $50 \mu\text{m}$  à  $1 \text{ mm}$  grâce à l'utilisation de cales interchangeable. Les largeur et longueur utiles sont respectivement de  $25 \text{ mm}$  et  $12 \text{ cm}$ . Les lois de frottement sont établies soit par la mesure de la chute de pression longitudinale à l'aide d'un capteur de pression différentielle, soit par la mesure du frottement local à l'aide de la technique électrochimique, dite méthode polarographique. Cette méthode repose sur une réaction d'oxydo-réduction rapide contrôlée par les phénomènes de diffusion-convection. Les mesures du gradient de pression longitudinal et celles du gradient de vitesse local montrent que le coefficient de frottement  $C_f$  en minicanaux (Fig. 2) peut être prédit par la loi de Shah & London (1978) :

$$Po = C_f Re_{Dh} = 24 \left( 1 - 1,3553\alpha + 1,9467\alpha^2 - 1,7012\alpha^3 + 0,9564\alpha^4 - 0,2537\alpha^5 \right) \quad (1)$$

où  $\alpha$  représente le rapport d'aspect défini comme le rapport de la hauteur par la largeur de la section transversale du canal et  $Re_{Dh}$  le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique du canal.

En revanche, les mesures ont montré une extrême sensibilité aux conditions d'entrée dans le canal. Les perturbations engendrées par une entrée brutale (brusque changement de section) dans le canal peuvent engendrer une transition laminaire-turbulent plus précoce. Sur la figure 2, sont représentés le nombre de Poiseuille calculé à partir des mesures de gradient de pression longitudinal et celui calculé à partir des mesures polarographiques. Cette comparaison entre deux techniques de mesures montre que les lois macroscopiques sont bien applicables aux minicanaux étudiés. L'écart systématique entre les deux courbes est probablement dû à l'étalonnage des sondes polarographiques.

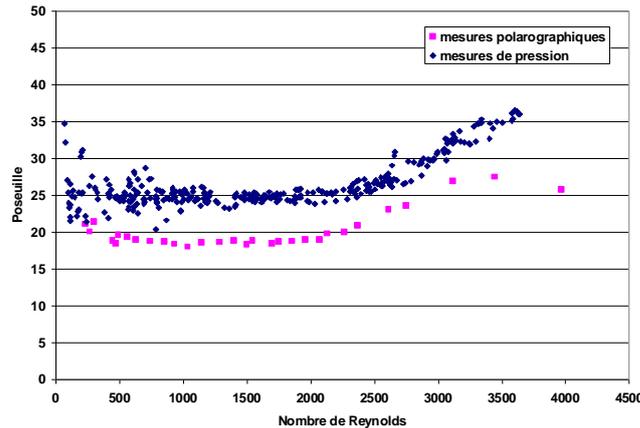


Figure 2 : Nombre de Poiseuille pour des microcanaux en polycarbonate

### 2.1.2. Parois rugueuses

Afin d'obtenir un état de rugosité contrôlé, les parois des microcanaux ont subi un traitement local par procédé électrochimique : des particules de carbure de silicium (diamètre 5  $\mu\text{m}$ ) sont accrochées dans un film de nickel d'épaisseur 2  $\mu\text{m}$  (Fig. 3). La localisation du traitement a pour avantage de laisser intactes les surfaces de référence sur lesquelles s'appuient les cales et de préserver ainsi l'étanchéité du montage. La hauteur réelle du canal a été évaluée par différence entre l'épaisseur de la cale et l'épaisseur totale du film de nickel, estimée par profilométrie optique sans contact (sonde Hommel Somicronic d'une résolution de 30 nm) et par calcul fait à partir des caractéristiques du dépôt.

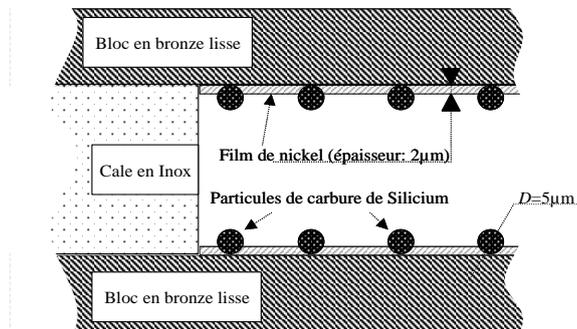


Figure 3 : Principe des parois rugueuses dans les microcanaux

La concordance entre les résultats issus de ces deux démarches est bonne et l'épaisseur vaut 2  $\mu\text{m}$  ( $\pm$  0,5  $\mu\text{m}$ ). En intégrant l'erreur faite sur l'épaisseur des cales ( $\pm$  0,5  $\mu\text{m}$ ), la hauteur des canaux rugueux est déterminée à  $\pm$  1,5  $\mu\text{m}$ . Cette incertitude est la source

d'erreurs principale pour ce type d'expérience : elle est donc prise en compte dans l'exploitation des résultats et figure sous forme de barres d'erreurs sur la figure 4. Pour les canaux délimités par les cales d'épaisseur 100, 200 et 300  $\mu\text{m}$  (Fig. 4), on constate une forte augmentation du frottement pariétal (jusqu'à 30 %) par rapport au résultat théorique ( $Po = 24$ ) en régime laminaire. Les résultats retracés à l'aide d'une hauteur modifiée du canal (en retranchant la hauteur caractéristique des rugosités  $k_{\text{max}} \approx 5,5 \mu\text{m}$ ) se regroupent sur les lois conventionnelles [24]. Ainsi, l'effet des rugosités serait de restreindre la section de passage de l'écoulement.

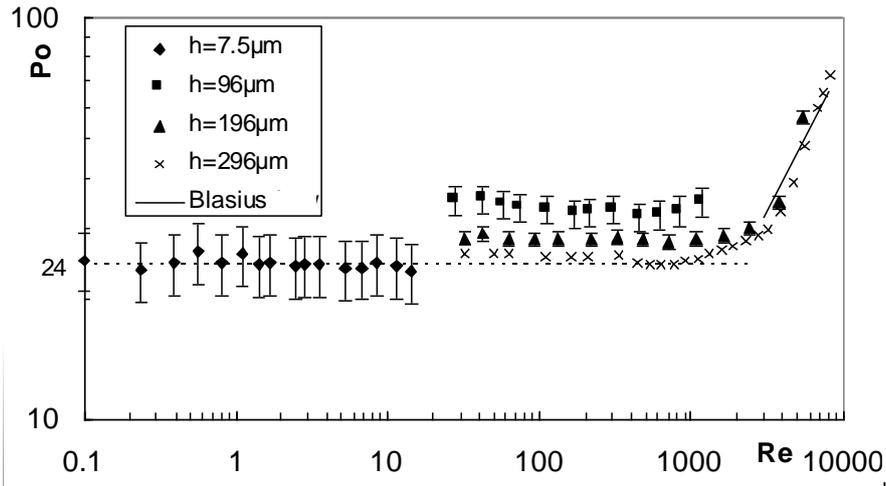


Figure 4 : Nombre de Poiseuille pour des canaux à surface rugueuse

Les rugosités des microcanaux en silicium ont été réalisées par gravure plasma en présence d'oxygène. La position du fond de canal n'est plus bien définie car la paroi présente un aspect très ondulé. Les rugosités sont néanmoins estimées par microscopie électronique à 0,75  $\mu\text{m}$  dans un canal de 7,5  $\mu\text{m}$ , soit une rugosité relative de 10 %. L'incertitude sur la hauteur du canal est élevée, ce qui se répercute sur de fortes incertitudes sur le nombre de Poiseuille. Toutefois, les résultats sont centrés sur un nombre de Poiseuille de 24.

### 2.1.3. Transition à la turbulence

Des expériences de visualisation ont été menées dans un canal lisse de 200  $\mu\text{m}$  (deux blocs transparents en Altuglass®) et dans un canal semi-rugueux de 198  $\mu\text{m}$  (un bloc lisse transparent en Altuglass et un bloc métallique avec un dépôt rugueux). L'expérience consiste à injecter un filet de fluorescéine à la vitesse locale de l'écoulement en entrée de canal et à analyser sa forme et sa taille à l'aval de l'écoulement, pour différents nombres de Reynolds.

L'évolution de la largeur du filet coloré en sortie, adimensionnalisée par sa largeur en entrée (paramètre  $d$ ) est représentée pour les deux types de canaux sur la figure 5. Pour le canal lisse, la valeur critique correspond à  $Re$  de 2700, ce qui est en bon accord avec les valeurs acceptées pour les canaux rectangulaires de fort rapport d'aspect. Le constat est en revanche plus surprenant avec le canal semi-rugueux, pour lequel le déclenchement de la turbulence se situe à  $Re$  de l'ordre de 3400. Ce résultat est peut-être à associer à une augmentation du frottement avec les rugosités.

### 2.1.4. Influence de la double couche électrique

Cette étude a pour objectif d'analyser le rôle de la Double Couche Electrique sur les écoulements en microcanaux. Le dispositif et la méthode de traitement associée permettent d'obtenir le nombre de Poiseuille d'écoulements laminaires liquides avec une précision inférieure à 4 %. L'étude réalisée a mis en évidence un comportement original du nombre de Poiseuille pour les écoulements d'eau distillée, d'eau de la ville et des solutions de KCl au sein de microtubes en silice fondue, à section circulaire, de diamètre variant de 52 à 540  $\mu\text{m}$  ( $R_a = 10 \text{ nm}$ ) (Fig. 6). L'origine de l'écart à la théorie classique en macroconduites est proposée avec les interactions électrostatiques fluide-paroi et plus précisément entre les ions contenus dans le fluide et la surface interne du microtube chargée.

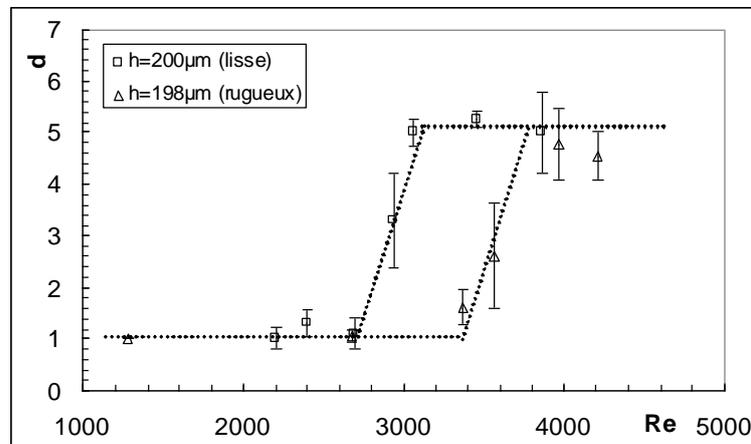


Figure 5 : Influence des rugosités sur la transition à la turbulence

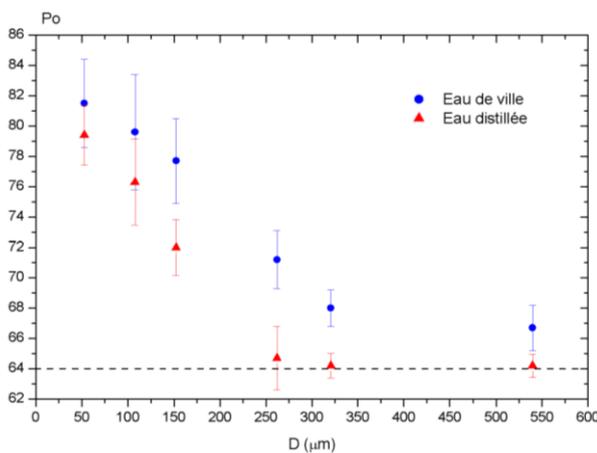


Figure 6 :  $Po$  pour un microtube en silice fondue

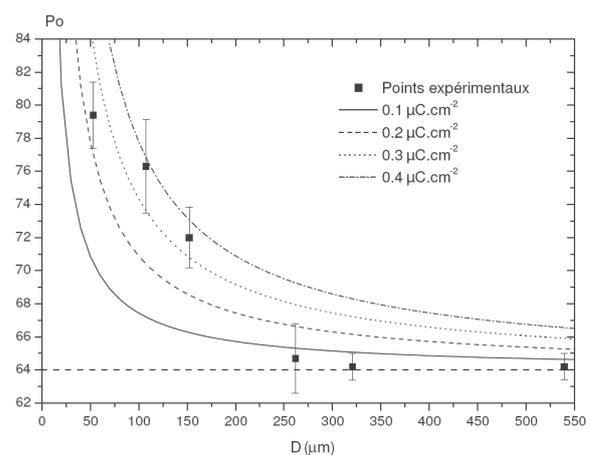


Figure 7 :  $Po$  en fonction du diamètre du tube pour de l'eau de ville

Un couplage entre la surface du microtube et les ions contenus dans le fluide en écoulement peut donc intervenir si certaines conditions sont réunies : le matériau doit avoir

une conductivité électrique faible afin d'accumuler en surface les charges électrostatiques et le fluide doit contenir des ions. L'intensité du couplage dépend du diamètre de la microconduite, de la charge électrostatique accumulée sur la surface interne et des propriétés de la solution (Fig. 7). Les effets mis en jeu peuvent modifier considérablement l'écoulement en engendrant une augmentation de la perte de pression de plusieurs dizaines de pourcents [25, 26]. Un modèle développé par Brutin [27] utilise en première approximation des paramètres physiques (masse volumique, viscosité, conductivité électrique) constants dans le microtube et met en évidence qualitativement une augmentation du nombre de Poiseuille pour les diamètres hydrauliques décroissants (Fig. 7). Les résultats du modèle sont encourageants et laissent penser qu'une modélisation locale des paramètres physiques tels que la conductivité électrique permettra une meilleure prédiction du nombre de Poiseuille.

## 2.2. Etude des échanges thermiques pariétaux

La notion de coefficient d'échange utilisée à l'échelle macroscopique pour caractériser le transfert de chaleur entre un fluide s'écoulant dans un canal et la paroi est liée à l'hypothèse d'un transfert de chaleur local dans la seule direction normale à la paroi. C'est sur cette base qu'ont été développées la plupart des corrélations de transfert de chaleur par convection forcée liant le nombre de Nusselt  $Nu$  aux nombres de Reynolds  $Re$  et de Prandtl  $Pr$ . La situation est différente lorsqu'on considère le transfert de chaleur dans un microcanal. Cette notion constitue en fait une réduction de modèle qui permet de représenter le champ des vitesses et des températures dans l'épaisseur du canal par une vitesse moyenne et une température moyenne débitante, ce qui simplifie l'équation de la chaleur dans le fluide et la couple au transfert conductif dans la paroi solide. Pour un microcanal, deux facteurs spécifiques ont une importance primordiale sur le transfert de chaleur : le diamètre hydraulique à l'échelle macroscopique et l'épaisseur de la paroi. Du fait d'une épaisseur de la paroi généralement non négligeable devant la dimension transversale du canal et de la très grande valeur du coefficient d'échange, c'est la conduction dans la paroi qui devient le facteur limitant du transfert de chaleur si on impose à la paroi un flux uniforme.

Une modélisation, qui porte sur les effets de conduction axiale dans les parois en silicium d'un canal, a été effectuée (Fig. 8). Le canal est chauffé à l'aide d'une densité de flux uniforme sur une face extérieure de ses parois, toutes les autres parois solides externes étant isolées. Le fluide est de l'eau dont la vitesse est égale à  $10 \text{ m s}^{-1}$ . Comme le fluide s'échauffe à la traversée du canal, les lignes de flux dans le solide se concentrent sur la zone amont de l'écoulement (entrée du fluide), qui constitue alors l'endroit le plus froid du système. Un coefficient uniforme  $h$ , pris égal à  $2,5 \cdot 10^4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , permet le couplage thermique avec les deux parois du canal [28]. Ceci signifie que la conduction dans la direction longitudinale ( $\phi_{cond//}$  parallèle à l'écoulement) devient importante. Une conséquence immédiate est que le coefficient d'échange  $h$  dépend des propriétés thermophysiques de la paroi et de sa géométrie.

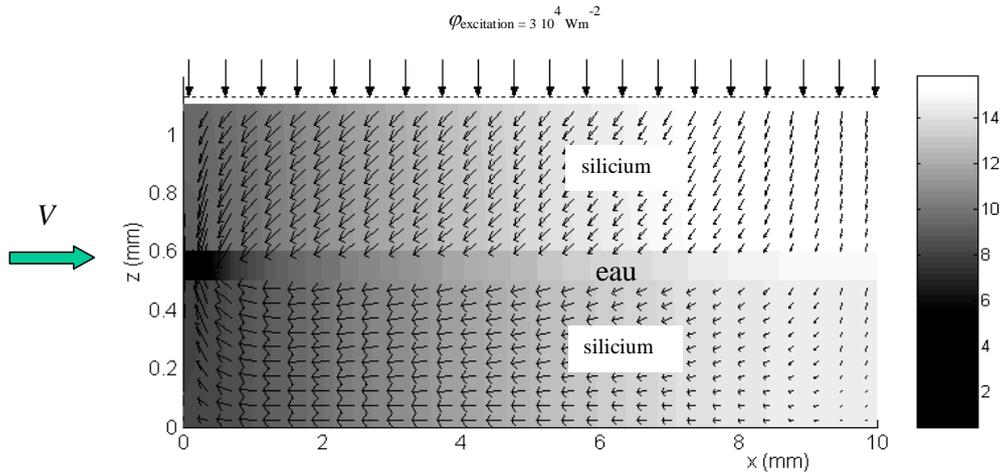


Figure 8 : Températures et densités de flux –  $Re = 15$  [28]

Une simulation numérique de la conduction pure dans la paroi en bronze et de la convection-diffusion dans les deux directions au sein de l'écoulement a été réalisée [29]. Le coefficient local de transfert de chaleur  $h$ , qui est un sous-produit des champs de température dans le liquide et le solide, dépend de l'épaisseur relative de la paroi. Le couplage conduction-convection amène une répartition de densité de flux inhomogène, avec des valeurs élevées dans la première partie du canal (Fig. 9). Ce couplage dépend du nombre adimensionnel :

$$M = \frac{\phi_{cond//}}{\phi_{conv}} = \frac{\lambda_s}{\rho c V L} \frac{e_s}{e_f} \quad \text{où } \rho c \text{ est la chaleur volumique du fluide et } L \text{ la longueur du canal.}$$

Ce nombre adimensionnel représente le rapport du flux de conduction longitudinal au flux de convection.

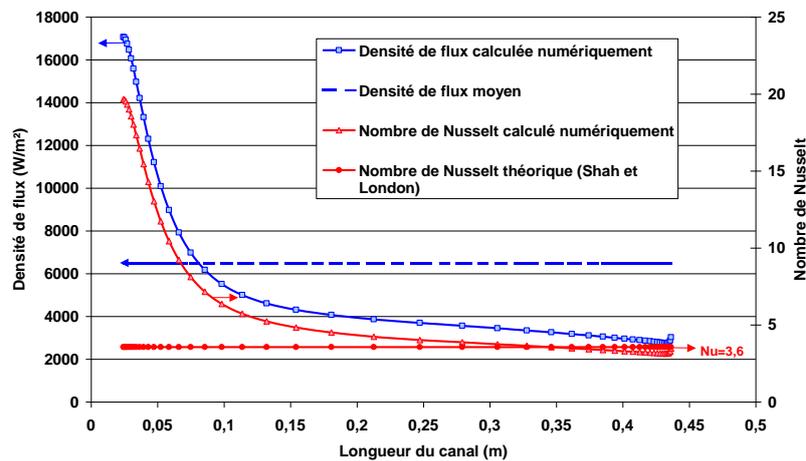


Figure 9 : Evolution de la densité de flux et du nombre de Nusselt le long du canal

Ces effets sont d'autant plus accentués que le nombre adimensionnel  $M$  est plus élevé (Fig. 10). Pour les essais menés dans les conditions telles que  $M < 0,01$ , les effets de couplage conduction-convection restent faibles. D'après le modèle numérique, la densité de flux varie peu dans une fraction importante de la longueur du canal. Lorsque  $M$  augmente, la densité de

flux décroît fortement dans la première moitié du canal (Fig. 9). La densité de flux échangée est, par conséquent, inférieure à la moyenne dans la seconde moitié du canal.

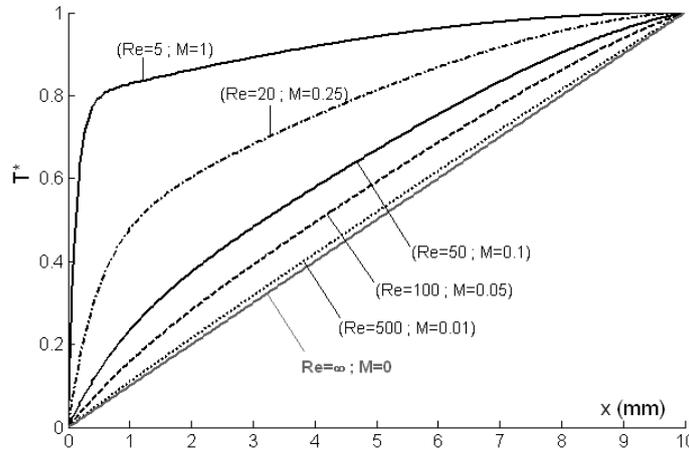


Figure 10 : Influence du flux longitudinal sur le champ de températures réduit

Pour un microcanal rectangulaire limité par deux blocs en acier inoxydable de 80 mm de longueur, chauffé par effet Joule grâce à des résistances électriques implantées sur les faces extérieures, les échanges thermiques globaux ont été étudiés. La comparaison des résultats expérimentaux obtenus pour le régime turbulent montre une assez bonne concordance avec les corrélations classiques de Dittus et Boetler (1985) ainsi qu’avec celle proposée par Peng et Patterson (1996) En conclusion, il n’apparaît aucun changement pour les transferts thermiques en régime turbulent. Le régime laminaire n’a pas pu être étudié.

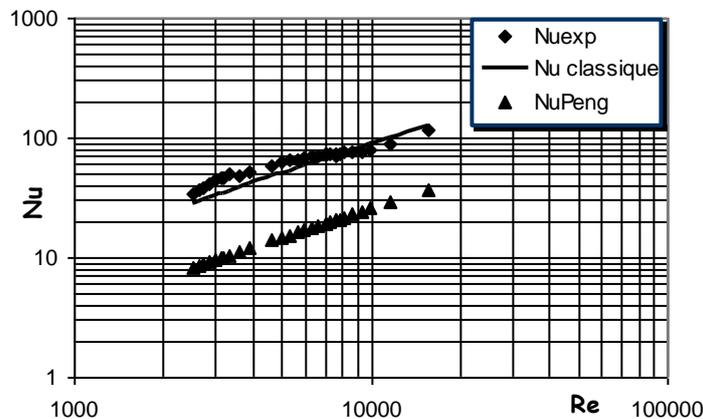


Figure 11 : Comparaison du nombre de Nusselt expérimental avec les corrélations classiques

Cependant il est nécessaire d’être prudent quant à la pertinence de ces résultats du fait des sources d’erreurs multiples qui peuvent biaiser les mesures. En effet l’une des sources d’erreur est la méthode de mesure de la température pariétale car elle est intrusive. Les thermocouples étant au contact à la fois du fluide et de la paroi, on mesure alors une moyenne de leur température plutôt que celle de la paroi seule. L’interprétation des mesures thermiques est très délicate et nécessite la modélisation numérique des échanges couplés conduction – convection. Malgré les incertitudes sur les mesures de la température de paroi, il semble que

les transferts thermiques suivent les lois classiques pour des hauteurs de canal  $\geq 100 \mu\text{m}$  en régime laminaire sur paroi lisse.

### 3. Echangeurs microstructurés

Un échangeur microstructuré est défini comme un échangeur de chaleur dans lequel les structures caractéristiques d'échange de circulation et d'échange thermique avec les fluides sont inférieures au millimètre. Un état de l'art des connaissances scientifiques et technologiques et des acteurs industriels a été réalisé [30].

Pour les échangeurs microstructurés, il existe certains points de blocage du fait que la technologie de ces échangeurs est relativement nouvelle, peu connue et peu validée. L'offre industrielle est encore faible et la plupart des technologies de fabrication utilisées sont des techniques sophistiquées, coûteuses et applicables aux petites séries. De plus, il existe un problème de passage de l'appareil de laboratoire à l'appareil de taille industrielle au niveau des technologies utilisées.

#### 3.1. Développement d'un microéchangeur en polymère

Dans les microéchangeurs, en particulier à contre-courants, l'efficacité optimale n'est pas obtenue avec le matériau de plus grande conductivité du fait de la conduction axiale (cf. §2.2). La conductivité optimale est de l'ordre de  $1 \text{ W/m.K}$ , ce qui est du domaine d'un polymère chargé (Fig.12).

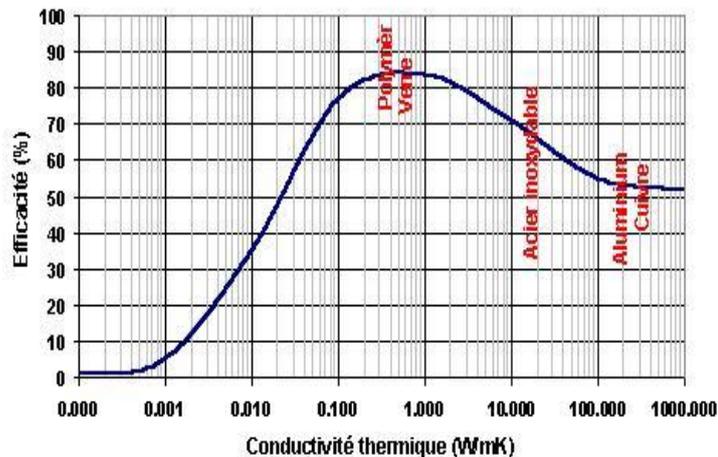


Figure 12 : Efficacité d'un échangeur à microcanaux en fonction de la conductivité de la paroi

Par ailleurs, de nombreuses techniques de réplcation de structures en polymère à bas coût et de grande précision développées pour des applications en biologie et en optique font des polymères un matériau de choix pour envisager la réalisation de microéchangeurs thermiques de grande série pouvant fonctionner à température modérée (jusqu'à  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  environ). Un prototype en polycarbonate comprenant des microcanaux usinés et polis chimiquement de  $0,5 \text{ mm}$  a été assemblé par une technique de collage par sérigraphie (Fig. 13)

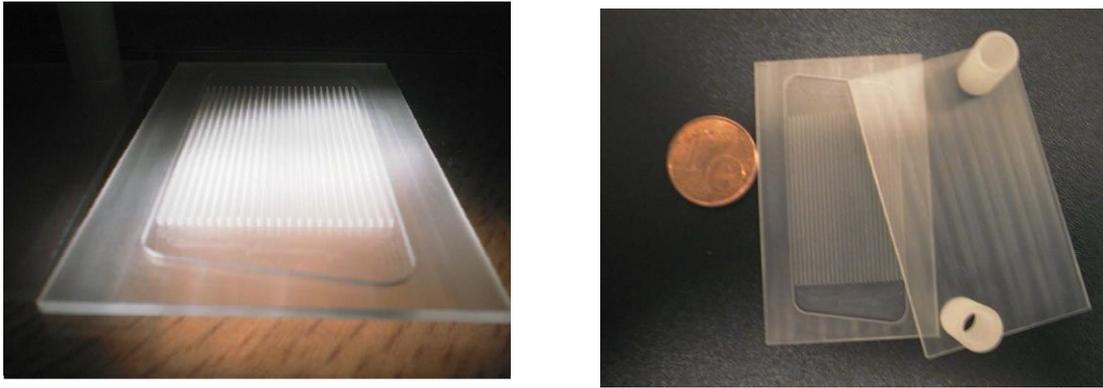


Figure 13 : Prototype d'échangeurs à canaux parallèles en polycarbonate

### 3.2. Développement d'un échangeur microstructuré extrudé

L'échangeur liquide/gaz à microcanaux conçu est original et peut être réalisé industriellement à bas coût à l'aide de techniques d'extrusion de profils, notamment en polymère ou en alliages d'aluminium (Fig.14).

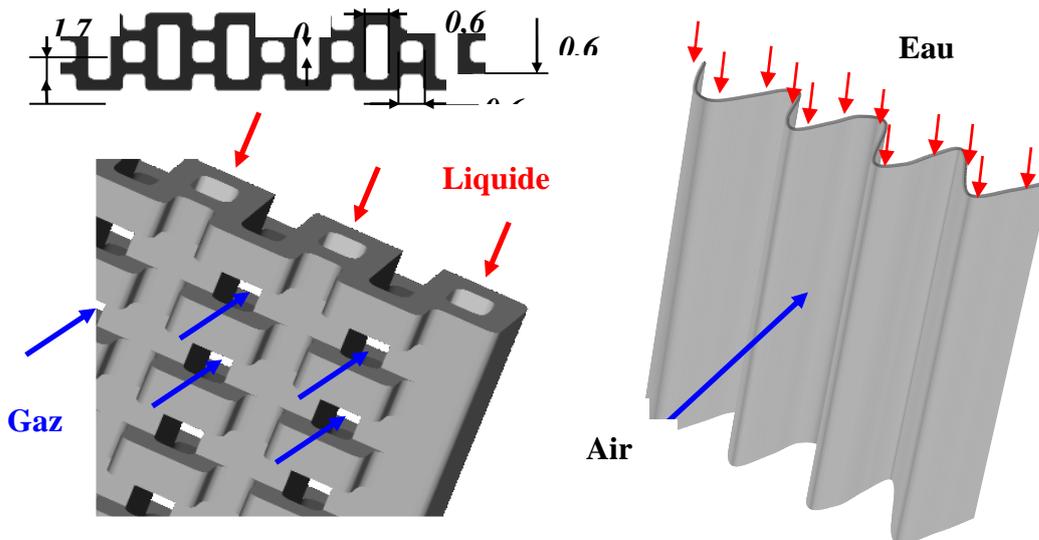


Figure 14 : Echangeur liquide/gaz à microcanaux en configuration plane ou en accordéon

Un échangeur prototype a été réalisé en polymère par une technique de prototypage rapide (stéréolithographie) en utilisant une résine haute température [31]. Deux brevets basés sur les concepts décrits dans ce paragraphe ont été déposés.

### 3.3. Distribution constructale dans les réseaux de microcanaux

Pour développer un échangeur à microstructure de grande puissance, la mise en parallèle d'un grand nombre de canaux se révèle souvent irréaliste (connectique, coût). Un arrangement du type constructal permettant de passer de la micro- à la macroéchelle est une voie intéressante pour résoudre ce problème dans des applications où l'on travaille à flux constant

ou lorsqu'on veut maintenir une structure isotherme. Ainsi, l'intérêt d'une distribution de ce type dans une géométrie 2,5D, plus aisément industrialisable que les structures 3D [32] a été étudié.

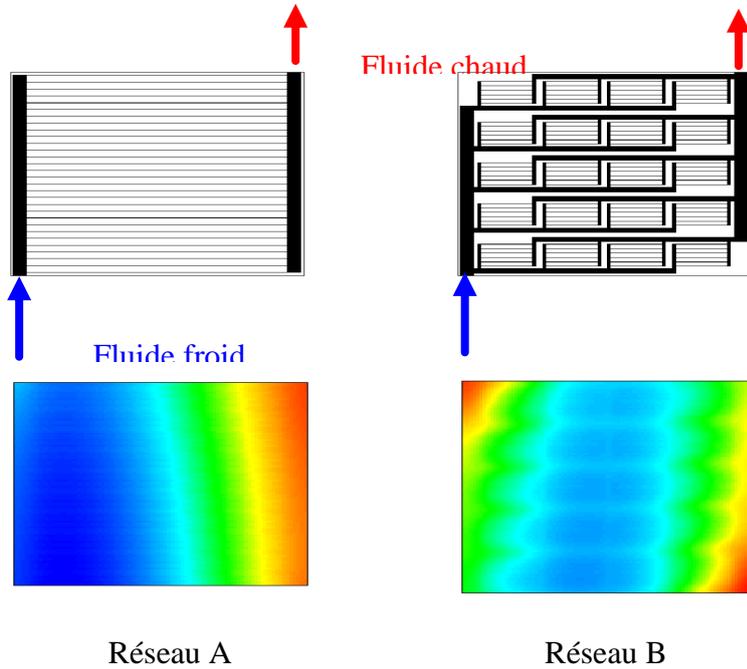


Figure 14 : *Champ de températures*  
Réseau A : Canaux en parallèle ; Réseau B : canaux "multiparallèles"

Un modèle de dimensionnement et d'optimisation a été développé sous Scilab. Les premières simulations montrent clairement l'intérêt de ce type de distribution en matière de coefficient d'échange et de puissance de pompage, donc de la compacité de l'échangeur (Fig. 15).

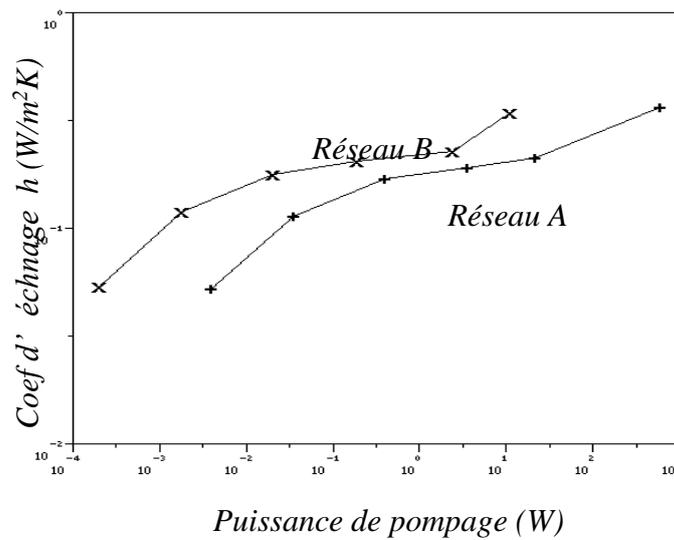


Figure 15 : *Comparaison des performances d'un échangeur à canaux parallèles et multiparallèles*

## 4. Conclusion

Les principaux résultats de cette étude montrent que, pour des canaux rectangulaires métalliques, les lois classiques de l'hydrodynamique en régime laminaire monophasique (coefficient de frottement et transition laminaire/turbulent) sont vérifiées jusqu'à des dimensions caractéristiques de 5  $\mu\text{m}$  environ pour des parois lisses. Pour les canaux rugueux d'épaisseur 100, 200 et 300  $\mu\text{m}$ , on constate une forte augmentation du frottement pariétal (jusqu'à 30 %) par rapport au résultat théorique ( $Po = 24$ ) en régime laminaire. Cependant, les résultats calculés à l'aide d'une hauteur modifiée du canal de l'effet des rugosités se regroupent sur les lois conventionnelles. L'effet des rugosités semble être de restreindre la section de passage de l'écoulement. L'étude réalisée avec des microtubes en verre fondu a mis en évidence une augmentation du coefficient de frottement (jusqu'à plusieurs dizaines de pourcents) pour des fluides ioniques, même pour des tubes de diamètre de l'ordre de 250  $\mu\text{m}$ . Ceci est dû à la présence d'une double couche électrique lorsque le matériau de la paroi a une conductivité électrique faible et que le fluide contient des ions. L'intensité du couplage dépend alors du diamètre de la microconduite, de la charge électrostatique accumulée sur la surface interne et des propriétés de la solution.

Pour un microcanal, il a été montré que deux facteurs spécifiques ont une importance primordiale sur le transfert de chaleur : le diamètre hydraulique à l'échelle macroscopique et l'épaisseur de la paroi. Du fait d'une épaisseur de la paroi généralement non négligeable devant la dimension transversale du canal et de la valeur élevée du coefficient d'échange, la conduction dans la paroi devient le facteur limitant du transfert de chaleur si on impose à la paroi un flux uniforme. Une conséquence de ce couplage est que le coefficient d'échange dépend des propriétés thermophysiques de la paroi et de sa géométrie. Dans ce cas, pour les faibles longueurs de canaux, le nombre de Nusselt local n'est jamais établi. Malgré les incertitudes sur les mesures de température de paroi, il semble que les transferts thermiques suivent les lois classiques pour des hauteurs de canal  $\geq 100 \mu\text{m}$  en régime laminaire sur paroi lisse. Ces premiers résultats ont montré que, pour vérifier de façon plus générale, le non-changement de comportement, il faut une métrologie adaptée et non-intrusive, permettant la mesure du flux et du champ de température. Dans tous les cas, l'analyse des résultats nécessitera un dépouillement par des techniques inverses.

Du fait, du fort couplage paroi/fluide, les échangeurs à microstructures doivent être réalisés en matériau de faible conductivité comme des polymères ou des alliages d'aluminium. Ces matériaux sont facilement extrudables, donc commercialisables. Pour passer de la macro-échelle à la micro-échelle, il est intéressant de concevoir des échangeurs du type constructal.

## Références

- [1] D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease, High performance heat sinks for VLSI, *IEEE Electron device Letters EDL-2*, 5, (1981) 126-129.
- [2] S.T. Kandlikar, W.J. Grande, Evolution of microchannels flow passages – Thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering*, 2, 1 (2002).
- [3] Flockhart, R.S. Dhariwal, Experimental and numerical investigation into the flow characteristics of channels etched in <100> silicon, *J Fluid Engineering*, 120 (1998) 291-295.
- [4] P. Gao, S. Le Person, M. Favre-Marinet, Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels, *Int J Therm Sci*, 41 (2002) 1017-1027.
- [5] P. Gao, S. Le Person, M. Favre-Marinet, Hydrodynamics and Heat Transfer in a two-dimensional microchannel, *12th Int. Heat Transfer Conference*, Elsevier (Grenoble, Août 2002) 2, 183-188.

- [6] M.M. Rahman, Measurements of heat transfer in micro-channels heat sinks, *Int Communication Heat and Mass Transfer*, 27, 4 (2000) 495-506
- [7] I.Tani, *Ann. Rev. Fluid Mechanics*, Annual Reviews Tioga, Palo Alto, CA, 1 (1969).
- [8] C.L. Merkle, T. Kubota, D.R.S. KO, *Air Force Office of Scien. Res. Space and Missile Sys. Org.*, AD/A004786, 1974
- [9] P. Wu, W.A. Little, Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for miniature Joule-Thomson refrigerators, *Cryogenics* 23, 5 (1983) 273-277.
- [10] W. Qu, G.M. Mala, D. Li, Pressure driven water flows in trapezoidal silicon microchannels, *Int J Heat Mass Transfer*, 43, 3 (2000) 353-364.
- [11] B.X. Wang, X.F. Peng, Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through microchannels, *Int J Heat Mass Transfer*, 37 (1994) 73-82.
- [12] R. Zeighami, D. Laser, P. Zhou, M. Ashegi, S. Devasenathipathy, T. Kenny, J. Santiago, K. Goodson, Experimental investigation of flow transition in microchannels using microresolution particle image velocimetry. 7<sup>th</sup> Intersociety Conf on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2 (2000) 148-153.
- [13] G.M. Mala, D. Li. *Int. J. of Heat and Fluid Flow* 20 (1999) 142-148.
- [14] M.N. Sabry, *IEEE Trans on Component and Packaging Technologies* 23 (2000) 562-567.
- [15] G.M. Mala, D. Li, J.D. Dale, Heat transfer and fluid flow in microchannels, *J Heat and Mass Transfer*, 40, 13 (1997) 3079-3088.
- [16] S. Tardu, The electric double layer effect on the microchannel flow stability, *First Conference on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2003) 381-388.
- [17] G.P. Celata, M. Cumo, M. Gulielmi, G. Zumo, Experimental investigation of hydraulic and single phase heat transfer in 0.130mm capillary tube, *Microscale Thermophysical Engineering*, 6 (2002) 85-97.
- [18] G.R. Warrier, V.K. Dhir, L.A. Momoda, Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26 (2002) 53-64.
- [19] S. Tardu, *Transferts thermiques dans les microcanaux*, *Microfluidique*, Traité EGEM, Tome6, Ch 6, Hermès, (2002).
- [20] L. Luo, D. Tondeur, J.A. Gruss, Intensification des transferts et conception des échangeurs multi-échelles, *Congrès Français de Thermique SFT 2003*, (Vittel, 3-6 Juin 2003).
- [21] J.A. Gruss, Les micro échangeurs thermiques, *Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique - Rubrique Innovations*, (2002) In 3-1 – In3-7
- [22] J. Pfahler, J. Harley, H. Bau, J. Zemel, Liquid transport in micron and submicron channels, *Sensors and Actuators*, 22, 1-3 (1990) 431-434.
- [23] <http://energie.insa-lyon.fr>, Actions 2004, Rapports de PRI, PRI Microéchangeurs (2004) 38 p.
- [24] R. Bavière, F. Ayela, S. Le Person, M. Favre-Marinet, Experimental investigation of water flowing through smooth and rough 2D microchannels, 2<sup>nd</sup> Int Conf on Microchannels and Minichannels (Rochester, N.Y., 17-19 juin 2004).
- [25] D. Brutin, L. Tadrist, Experimental study on the friction factor of laminar flow in microtubes, *Physics of fluids*, 15, 3 (2003) 653-661.
- [26] D. Brutin, F. Topin, L. Tadrist, A transient method for the liquid laminar flow friction factor in microtubes, *AIChE Journal – Fluid Mechanics and Transport Phenomena*, 49, 11 (2003).
- [27] D. Brutin, L. Tadrist, Modeling of surface-fluid electrokinetic coupling on the laminar flow friction factor in microtubes, *1st Conf on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2003) 373-380.
- [28] G. Maranzana, I. Perry, D. Maillet, Conjugated heat transfer in two-dimensional mini- and microchannels, *2nd Conf on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2004).
- [29] G. Gamrat, M. Favre-Marinet, D. Asendrych, Numerical modelling of heat transfer in rectangular microchannels, *1st Conf on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2003) 373-380.
- [30] J.A. Gruss, Les microéchangeurs thermiques, *Techniques de l'ingénieur*, Rubrique Innovations, <http://www.techniques-ingenieur.fr/affichage/disintro.asp?Ngcmid=IN3> (2002).

- [31] J.A. Gruss, C. Bouzon, B. Thonon, Extrude microchannels-structured heat exchangers, *2nd Conf on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2004).
- [32] F. Lundell, B. Thonon, J.A. Gruss, Constructal networks for efficient cooling/heating. *2nd Conf on Microchannels and Minichannels*, (Rochester, New-York, USA, 2004).

### **Remerciements**

Les auteurs souhaitent exprimer leurs remerciements à tous les chercheurs des sept laboratoires (CETHIL, CRTBT, GRETh-CEA, IUSTI, LEGI, LEMTA, LTN) qui ont participé à ce projet et .... A finir.