

# Conception et modélisation thermique d'un microrégénérateur

Emna DELLALI\*, Sylvie BEGOT<sup>1</sup>, François LANZETTA<sup>1</sup>, Ravinder CHUTAN<sup>2</sup>, Eric GAVIGNET<sup>1</sup>

<sup>1</sup>FEMTO-ST, UMR 6174, CNRS, Université Bourgogne Franche-Comté Département Energie  
Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin 90000 Belfort, France

<sup>2</sup>FEMTO-ST, UMR 6174, CNRS, Université Bourgogne Franche-Comté Département  
Micro Nano Sciences et Systèmes TEMIS, 15 B avenue des Montboucons  
25030 Besançon Cedex, France

\*(auteur correspondant : emna.dellali@femto-st.fr)

**Résumé** - Cet article présente la conception et la modélisation thermique d'un microrégénérateur en vue de l'intégrer dans une micromachine Stirling à membrane hybride. Le microrégénérateur conçu est formé par des microplots gravés en silicium logés entre deux wafers de verre. Les microplots sont disposés en quinconce le long du microcanal. La modélisation des échanges thermiques entre fluide et parois chauffées pour différents gaz sous un régime laminaire pour un fluide visqueux incompressible a montré que la diffusion thermique est le mode de transfert prépondérant.

## Nomenclature

$C_p$	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$T$	température, $K$
$p$	pression, $bar$
$U$	vitesse, $m.s^{-1}$
$Pe$	nombre de Péclet
$Re$	nombre de Reynolds
$Pr$	nombre de Prandtl
$P$	pas, $\mu m$
$S$	surface, $m^2$
$Nu$	nombre de Nusselt
$F.F$	facteur de forme

### Symboles grecs

$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$\nu$	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$\alpha$	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
$\mu$	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\varepsilon$	porosité

### Indices

$f$	fluide
$i,j$	composantes vectorielles
$T$	transversal
$L$	longitudinal

## 1. Introduction

En France, les pertes énergétiques dans le secteur industriel s'élèvent à un peu plus de 13 % de l'énergie consommée en combustibles (gaz naturel, fiouls, charbon...) [1], elles se présentent principalement sous forme de rejets liquides (25 à 200 °C) et de rejets gazeux (70 à 200 °C). De ce fait, la récupération et la valorisation de cette quantité non négligeable des pertes thermiques à basses températures (< 200 °C) se présentent comme une perspective attrayante pour recycler cette chaleur perdue. C'est dans ce cadre que s'inscrit le projet MISTIC (Micro générateurs Stirling pour la récupération d'énergie thermique à basses températures) financé par l'ANR et qui vise à développer des micro générateurs Stirling à membranes hybrides. Le régénérateur thermique est une partie intégrante de la technologie du moteur Stirling. Il s'agit d'une matrice solide poreuse alternativement traversée par un fluide qui circule selon un cycle thermodynamique (deux isothermes et deux isochores) entre

deux sources chaude et froide. La nécessité de miniaturisation est subséquente au besoin d'obtenir des systèmes compacts (peu encombrants) et efficaces à moindre coût. Cette transition vers une taille réduite s'accompagne de véritables verrous et défis techniques. Ceci étant, la miniaturisation de l'élément régénérateur se trouve confrontée aux effets d'échelle. Le but du présent travail est de concevoir et de fabriquer un prototype de microrégénérateur et d'étudier par le biais d'une modélisation thermique 2D le processus d'échange thermique entre fluide et paroi chauffée pour un écoulement de gaz à très faibles nombres de Reynolds ( $Re_{max} < 6$ ) afin de déterminer les effets qui se trouvent amplifiés par la réduction des dimensions. Une étude sur l'état de l'art a permis d'avoir un aperçu sur les géométries et techniques usuelles adoptées pour la microfabrication ainsi que les travaux numériques initiés pour la compréhension de la thermique du phénomène. Moran *et al.* [2] ont proposé une configuration de microrégénérateur formé par un empilement de grilles composites alternant conducteur (Nickel) et isolant (photorésine). Ibrahim *et al.* [3] ont introduit une géométrie en feuilles réalisées en développantes par le biais de la technologie LIGA (Lithography, electroplating and molding). Vanapalli *et al.* [4] ont proposé des microplots gravés sur un socle en silicium en utilisant la technique DRIE pour gravure sèche. Pour les travaux numériques initiés, on peut mentionner ceux élaborés par Guiassian *et al.* [5] qui ont montré que les corrélations utilisées en écoulement permanent ne sont pas valables pour des écoulements transitoires (oscillants alternés). Cheadle *et al.* [6] ont étudié l'effet de la fréquence sur la dynamique de l'écoulement et ont trouvé que pour des nombres de Valensi faibles ( $< 10$ ), l'écoulement originellement transitoire pourrait être assimilé à un écoulement permanent. Rühlich *et al.* [7] ont étudié l'influence des paramètres géométriques de conception sur le rapport perte de charge/transferts thermiques pour différentes géométries et ont déduit qu'adopter des formes profilées disposées en quinconce est le choix optimal.

## 2. Conception du microrégénérateur

Le prototype de microrégénérateur conçu est un microcanal gravé sur un wafer de silicium d'une épaisseur de 500  $\mu\text{m}$  décomposé de trois parties : une première partie en amont du bloc microplots qui représente la première zone tampon de 10 mm de longueur et 2 mm de largeur prévue pour la mise en place des sondes de mesures, une deuxième partie qui renferme le bloc de microplots gravés en silicium et répartis en quinconce et une troisième et dernière partie en aval du bloc microplots qui constitue la deuxième zone tampon pour l'instrumentation du banc. L'ensemble est encapsulé entre deux wafers de verre de 500  $\mu\text{m}$  d'épaisseur chacun (Figure 1).

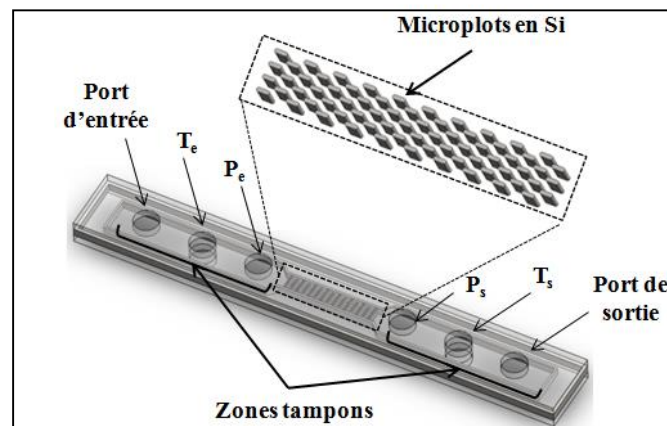


Figure 1 : Structure du micro-dispositif (micro-régénérateur + zones tampons)

Une vue éclatée du micro-dispositif formé par l'empilement bloc silicium, socle et couvercle en verre est schématisée ci-après (Figure 2). Pour le collage verre/silicium, nous avons eu recours à la soudure anodique, des essais d'adhérence ont été conduits et se sont révélés concluants.

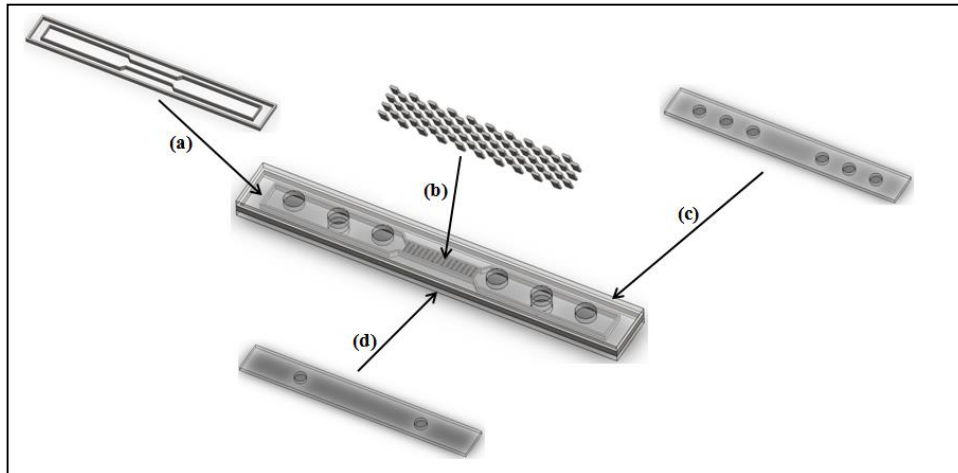


Figure 2 : Vue éclatée du micro-dispositif (a) bords du microcanal en Si, (b) microplots en Si (c) wafer de verre du dessus (d) wafer de verre du dessous

Pour une gravure anisotrope des microplots, la technique utilisée est la DRIE (Deep Reactive Ion Etching), elle permet d'obtenir des parois latérales verticales et lisses pour un rapport d'aspect (i.e. rapport entre hauteur et largeur de la micro structure)  $< 30$ . Dans le cas présent, les microplots gravés sont de hauteur de  $500 \mu\text{m}$  pour  $60 \mu\text{m}$  de largeur et  $170 \mu\text{m}$  de longueur ce qui renvoie à un rapport d'aspect de l'ordre de 8 (inférieur à la valeur critique susmentionnée) (voir Figure 3). Les microplots gravés s'étendent sur une longueur de  $6\text{mm}$  et une largeur de  $1\text{mm}$ , la porosité varie entre  $80\%$  et  $90\%$ . Le choix de l'architecture plane est le plus adapté à la technologie de microfabrication en salle blanche. Nous avons prévu de tester différentes géométries pour les microplots à savoir des lentilles biconvexes, des losanges, des rainures et des piliers droits (voir Tableau 1). La géométrie ainsi obtenue avec des microstructures disposées en quinconce inhibe la formation et le développement de la couche limite le long du microcanal ce qui favorise les échanges thermiques entre paroi chauffée et gaz. La gravure sur toute la hauteur du wafer de silicium permet l'obtention de microstructures non-contiguës, ce qui évite la formation des ponts thermiques entre les deux extrémités chaude et froide et permet ainsi de limiter la conduction axiale par la création de ruptures thermiques.





	<i>Forme</i>	$P_L$	$P_T$	$D_h$
		$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$
Lentille		170	152	248
Losange		187	102	209
Rainure		246	153	284
Pilier droit		79	252	216

Tableau 1 : Géométries et dimensions des microplots ( $\varepsilon = 80\%$ ,  $F.F = 0,3$ )

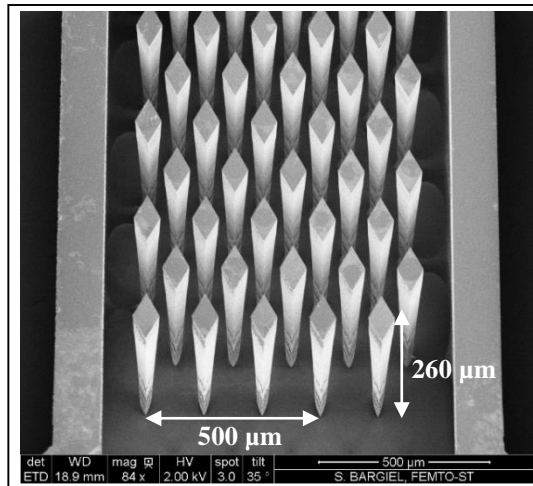


Figure 3 : Photo au SEM (Scanning Electron Micrograph) des microplots gravés par DRIE

Il serait utile de préciser que la forme profilée des différentes structures choisies réduit l'étendue des zones de recirculation en aval des microplots. La longueur des structures a été fixée à 170  $\mu\text{m}$  pour une largeur d'environ 50  $\mu\text{m}$  ce qui donne un rapport de forme de l'ordre de 0,3 (voir Figure 4).

### 3. Modélisation 2D du transfert thermique entre fluide et paroi chauffée

Dans le présent travail, on procède à une modélisation 2D d'une structure périodique de faisceaux de microplots, en forme de lentilles biconvexes, intégrés au sein d'un microcanal. La figure 4 décrit la géométrie de la portion simulée. Des zones tampons en amont/aval du bloc des microplots ont été considérées dans le domaine d'étude afin d'inhiber les effets de bords encourus (longueur d'établissement de l'écoulement, phénomènes de recirculation vers la sortie du domaine fluide). Les gaz étudiés sont l'air, l'hydrogène et l'hélium. Les simulations numériques effectuées visent à explorer la réponse thermique de l'écoulement de gaz en contact avec une paroi chauffée (sujette à une densité de flux constante). En dépit du fait que notre but final consiste à étudier les échanges thermiques entre fluide et paroi pour un écoulement laminaire oscillant alterné dans un microcanal, dans un premier temps nous nous sommes proposé d'étudier notre microsystème fluïdique sous un régime d'écoulement laminaire permanent dans le but d'avoir un aperçu préliminaire sur la cartographie thermique dans le domaine fluide. L'établissement de l'écoulement permanent (convergence numérique atteinte) permettra d'initialiser les champs de vitesse et de température pour le cas transitoire (oscillant alterné).

#### 3.1 Domaine d'étude

Une portion du microcanal intégré par les microplots a été simulée sous Fluent 15.0, le domaine d'étude est représenté sur la Figure 4. Les propriétés physiques des gaz étudiés pour ce modèle sont tabulées ci-dessous (Tableau 2). Les propriétés physiques des microplots en silicium (pour les parois chauffées) sont: masse volumique  $\rho = 2330 \text{ kg.m}^{-3}$ , capacité calorifique massique  $C_p = 700 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et conductivité thermique  $\lambda = 148 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

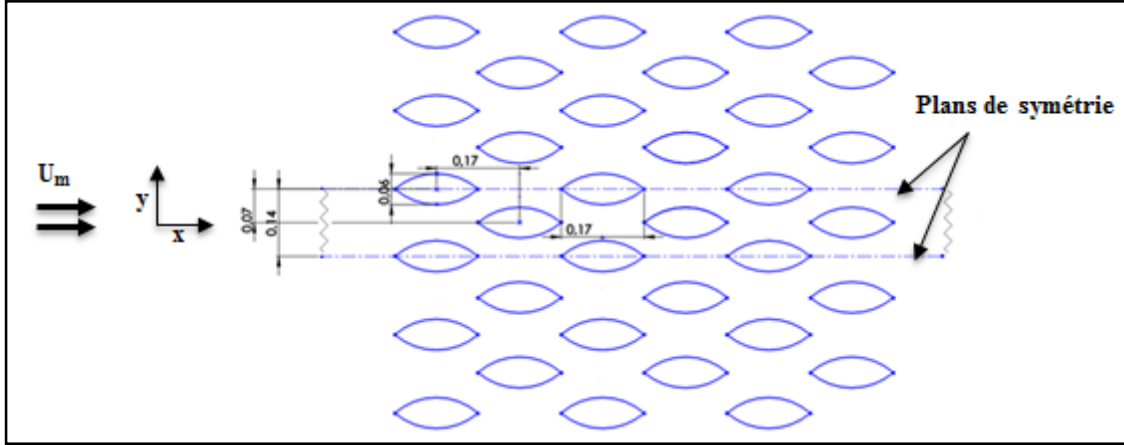


Figure 4 : Structure périodique du domaine d'étude (dimensions en mm)

	$\rho$ Kg.m <sup>-3</sup>	$C_p$ J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\mu$ Kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	$Pr$
Air	1,225	1006,5	0,024	1,789	0,75
Hélium	0,162	5193	0,152	1,99	0,68
Hydrogène	0,082	14283	0,167	0,841	0,72

Tableau 2 : Propriétés Physiques des gaz ( $T = 300\text{ K}$  et  $p = 1\text{ bar}$ )

### 3.2 Description du modèle : équations et hypothèses simplificatrices

Pour un écoulement incompressible, visqueux permanent à propriétés physiques constantes, la conservation des champs de vitesse et de température dans le domaine fluide est décrite par les équations suivantes:

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

- Equation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} U_i U_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \nu_f \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

- Equation de l'énergie :

$$\rho_f C_{pf} \left( \frac{\partial}{\partial x_i} U_j T \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda_f \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

### 3.3 Paramètres de simulation

Le modèle numérique 2D utilisé pour la simulation thermique repose sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. L'écoulement est laminaire visqueux (les effets d'échauffement dus à la viscosité du gaz sont négligés), les parois sont lisses sans conditions de glissement

(condition d'adhérence à la paroi). Le critère de convergence numérique pour la résolution des équations est fixé  $10^{-6}$ , valeur robuste pour obtenir des résultats satisfaisants. La convergence numérique n'implique pas nécessairement la convergence physique du modèle, on revérifie une fois la convergence numérique atteinte s'il y a conservation du flux massique et thermique aux frontières du domaine. Pour obtenir un maillage consistant, quatre densités de mailles ont été explorées allant du grossier (taille de maille  $50\ \mu\text{m}$ ) vers le très fin (taille de maille  $5\ \mu\text{m}$ ), l'erreur relative obtenue entre maillage fin et très fin est inférieure à  $0,1\ \%$ . Ceci étant, on retient le maillage fin (taille de maille  $7\ \mu\text{m}$ ) suffisamment robuste pour le reste des calculs. On a également adopté un maillage type couche limite pour relever le phénomène d'adhérence à la paroi (voir Figure 5).

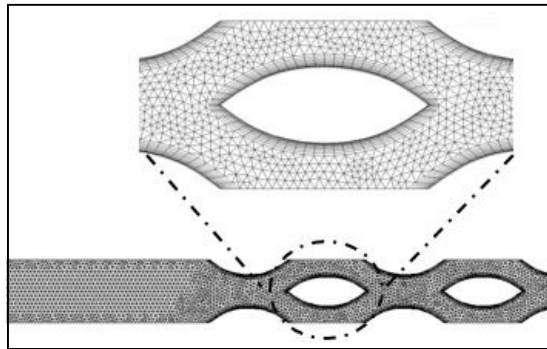


Figure 5 : Zoom sur le maillage généré

Les conditions aux limites utilisées pour la simulation sont : vitesse d'entrée (velocity inlet) relativement faible qui varie entre  $0,03$  et  $0,16\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  pour une température d'entrée de  $298\ \text{K}$  (température ambiante). Les parois des microplots (walls) sont sujettes à une densité de flux uniforme et constante égale à  $5\ \text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  (i.e.  $90\ \mu\text{W}/\text{S}_{\text{microplot}}$ ). Les parois fluides supérieures et inférieures sont déclarées des symétries (symmetry) et la sortie du domaine fluide débouche sur l'air ambiant (pressure outlet). Le domaine de calcul est initialisé à une vitesse nulle et une température ambiante de  $298\ \text{K}$ .

#### 4. Résultats et discussion

Les simulations numériques du domaine 2D ont permis d'établir une cartographie de la distribution de température le long du domaine fluide pour les trois gaz : air, hélium et hydrogène en contact avec les parois chauffées des microplots (voir Figure 6). D'après les résultats obtenus par la Figure 6, l'échauffement atteint par l'hélium en contact avec les parois chauffées est plus important que celui relevé pour l'hydrogène ou encore l'air. Cette tendance est confirmée par le tracé de la Figure 7 qui décrit l'évolution de la température axiale du domaine fluide pour les trois gaz. On distingue clairement que l'hélium s'échauffe le mieux et atteint un écart avoisinant les  $9\ \text{K}$  alors que pour l'hydrogène ou l'air il ne dépasse pas les  $6\ \text{K}$ .

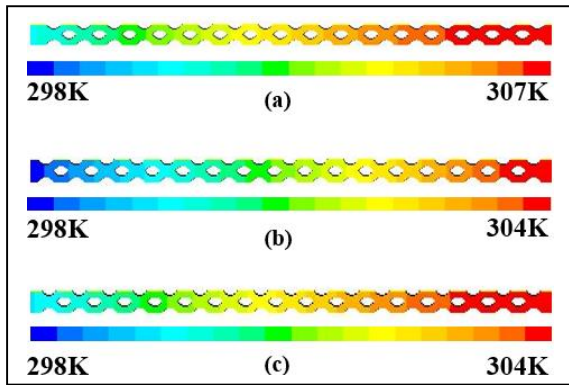


Figure 6 : *Distribution de température*  
 (a) Hélium, (b) Air (c) Hydrogène  
 pour  $U=0,03m.s^{-1}$

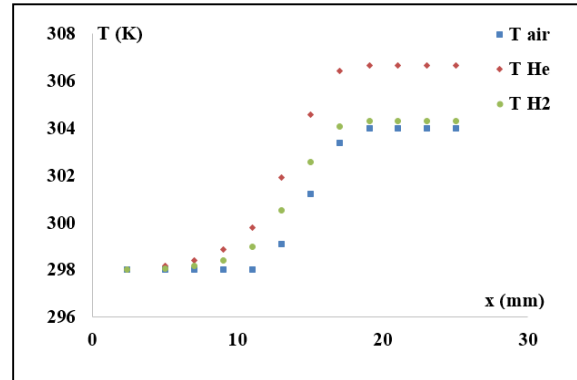


Figure 7 : *Profil de température dans le microcanal fluide*

Ceci pourrait s'expliquer par le fait que pour des écoulements à très faibles nombres de Péclet (pour le cas présent il varie entre  $5.10^{-2}$  pour l'hélium et  $4.10^{-1}$  pour l'air), le transport d'énergie entre parois chauffées et écoulement de fluide à faible vitesse est régi par la diffusion thermique bien que la convection forcée soit amorcée par la vitesse imposée à l'entrée du domaine. En effet, la chaleur sera diffusée dans le fluide plutôt que convectée par son mouvement. Ceci étant, l'hélium possède la diffusivité thermique la plus élevée ce qui entraîne plus de rapidité dans l'échange thermique. Les résultats presque similaires obtenus pour l'hydrogène et l'air découlent du fait que les deux gaz ont des capacités thermiques similaires (produit  $\rho.C_p$ ) ce qui suppose que pour un même volume de gaz soumis à un même front thermique imposé, les élévations de température dans le gaz seront semblables, tandis que pour l'hélium la capacité thermique est pratiquement de moitié. La Figure 8 décrit l'évolution du coefficient de transferts convectifs en fonction de la vitesse d'écoulement, il est bien établi que les échanges convectifs se trouvent améliorés par l'augmentation de vitesse de l'écoulement de gaz. On relève que le coefficient convectif pour l'écoulement d'air est le plus élevé, toutefois on a trouvé que l'air réalise l'écart de température le moins important en amont/aval des microplots chauffés. Ceci renforce le fait que le transfert d'énergie entre fluide et paroi chauffé pour le cas d'un écoulement de gaz visqueux à faible vitesse dans un microcanal est régi par de la diffusion thermique même si la convection est bien présente.

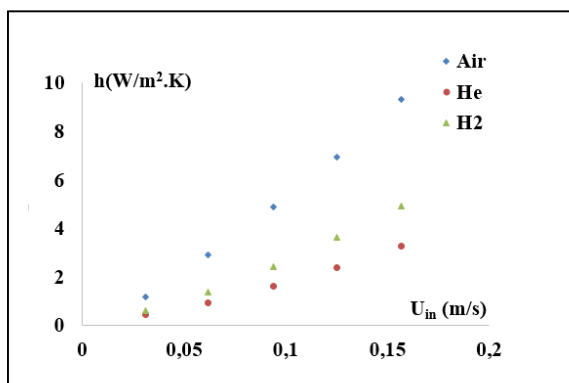


Figure 8 : *Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de la vitesse*

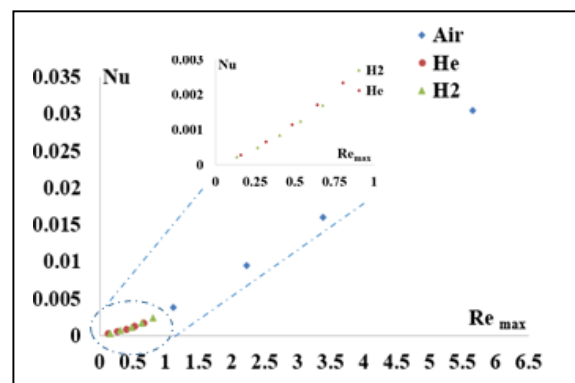


Figure 9 : *Evolution du Nusselt en fonction de la vitesse*

La figure 9 décrit l'évolution du Nusselt en fonction du nombre de Reynolds maximal de l'écoulement de gaz. On retrouve la tendance classique de l'augmentation du nombre de

Nusselt avec la vitesse. Cette tendance est vérifiée pour les trois gaz. Bien que la convection soit présente, la chaleur transférée depuis la paroi chauffée sera diffusée dans le fluide plutôt que convectée par son mouvement. De ce point de vue, le gaz qui possède la diffusivité la plus importante sera le plus rapide à enregistrer une élévation de température lors de son passage au travers des microstructures à parois chauffées. De ce fait, on note que l'hélium est le gaz le plus rapide à s'échauffer (récupérer de l'énergie) ce qui est intéressant pour des échanges thermiques à courtes périodes (de l'ordre de dizaines de millisecondes).

## 5. Conclusion

Dans ce travail, nous avons conçu la structure en microplots d'un microrégénérateur thermique et simulé en 2D en régime permanent les transferts de chaleur entre un écoulement de gaz (air, hélium et hydrogène) et les parois des microplots soumises à une densité de flux thermique constante et uniforme. Les résultats des simulations ont révélé que les échanges thermiques pour un écoulement gaz à faibles nombres de Reynolds sont régis par la diffusion thermique plutôt que la convection ce qui rend l'hélium le plus intéressant d'un point de vue thermique.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude envers l'Agence Nationale de Recherche (ANR), programme Système Energétiques et Decarbonées (SEED) Edition 2012, projet MISTIC (Micro générateurs Stirling pour la récupération d'énergie thermique basse température).

## Références

- [1] RECORD, Procédés de récupération / valorisation des énergies à bas niveau de température, Etat des connaissances (2012), n°10-0234/1A, 1-437 p.,
- [2] Matthew Moran, Stephan Stelter and Manfred Stelter, Micro Scale Regenerative Heat Exchanger, NASA/TM—2004-213353, AIAA(2004), 1-6.
- [3] Roy Tew, Mounir Ibrahim and Daniel Danila et al., A Microfabricated Involute-Foil Regenerator for Stirling Engines, NASA/TM—2007-214973, (AIAA—2007),1-34.
- [4] S Vanapalli, Brake H.J.M. ter, Jansen H.V et al., Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices, *Journal of Micromechanics and Microengineering* (2007), 1381-1386.
- [5] M.G Pathak, S.M. Ghiassian, Convective heat transfer and thermal dispersion during laminar pulsating flow in porous media, *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2011), 440-448.
- [6] M.J.Cheadle, G.F.Nellis and S.A.Klein, Micro-scale CFD modeling of oscillating flow in a regenerator, AIP Conference Proceedings 1218 (2010), 157-164.
- [7] I.Ruhlick and H.Quack, Investigations on regenerative Heat Exchangers, *Cryocollers* 10 (2002), 265-274.