

# Caractérisation d'un micro-échangeur de chaleur pour régénérateur magnétocalorique

## Micro-heat exchanger characterization for magnetocaloric regenerator

Antony PLAIT<sup>1\*</sup>, Thierry de LAROCHELAMBERT<sup>1</sup>, Stefan GIURGEA<sup>1</sup>, Christophe ESPANET<sup>1</sup>

<sup>1</sup> FEMTO-ST Institute, Département Energie, Univ. Bourgogne Franche Comte, CNRS  
2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort.

\*(auteur correspondant : [antony.plait@gmail.com](mailto:antony.plait@gmail.com))

**Résumé** – L'objectif de cette étude est de caractériser les performances thermiques et dynamiques de micro-échangeurs pour régénérateur magnétocalorique conçus au laboratoire, notamment les puissances échangées, les paramètres *KSF*, *NUT*, *DTML* et l'efficacité. Afin de déterminer au mieux ces paramètres, le micro-échangeur testé est équipé à chaque entrée/sortie d'un support permettant de mesurer la température et la pression des écoulements par thermocouples de type T et micro-capteurs de pression.

**Mots-clés** : Réfrigération magnétique ; Micro-échangeur ; Efficacité ; Régénérateur ; Mesure.

**Abstract** – This study aims at characterizing the thermal and dynamic performances of micro-heat exchangers designed in the laboratory for magnetocaloric regenerators, including heat exchange power, *KSF*, *NUT*, *DTML* parameters and efficiency. In order to determine these parameters, the micro-heat exchanger under test is equipped with T-type thermocouples and micro-pressure sensors allowing the temperature and pressure of the flows to be measured.

**Keywords**: Magnetic refrigeration; Micro-heat exchanger; Efficiency; Regenerator; Measurement.

### Nomenclature

$C_p$	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$T$	température, K
$D$	débit volumique, $kg.m^{-3}$	$V$	volume, $m^3$
$F$	coefficient correctif	<i>Symboles grecs</i>	
$K$	coefficient d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\varepsilon$	efficacité
$KSF$	conductance thermique globale	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$Nu$	nombre de Nusselt	<i>Indices et exposants</i>	
$m$	masse, kg	$c$	chaud
$\mathcal{P}$	puissance, W	$e$	entrée
$R, r$	rapports de capacités thermiques	$f$	froid
$S$	surface d'échange, $m^2$	$s$	sortie

## 1. Introduction

Ces recherches s'inscrivent dans la production de chaud et froid à haut rendement grâce aux propriétés magnétocaloriques de certains matériaux. L'effet magnétocalorique est une propriété intrinsèque des matériaux ferromagnétiques qui se traduit par l'échauffement du matériau durant la phase d'aimantation (lorsqu'il est soumis à un champ magnétique) et un refroidissement durant la phase de désaimantation (lorsqu'il est soustrait au champ magnétique). Dans un système magnétocalorique, les phases d'aimantation/désaimantation sont synchronisées avec un écoulement alterné traversant un régénérateur magnétocalorique (à plaques, à billes, etc.) inséré entre une source et un puits de chaleur, selon une séquence périodique de cycles AMR (Active

Magnetic Regenerative). Afin de récupérer la puissance magnétocalorique produite par un régénérateur, deux micro-échangeurs de chaleur doivent être positionnés aux deux extrémités de celui-ci. Leur rôle est d'imposer la température du fluide caloporteur (Zitrec S-10™) en amont et en aval du régénérateur en jouant sur les débits et les températures des fluides d'échange (eau distillée) avec la source et le puits thermique (conditions de test), ou de transférer les puissances froide et chaude du régénérateur aux sources [1] dans les conditions de production.

Les micro-échangeurs utilisés ont été dimensionnés et dessinés au département Energie du laboratoire FEMTO-ST, et réalisés en fabrication additive par micro-fusion laser sur lit de poudre inox 316L par la société BV-Proto du LERMPS (Laboratoire d'Études et de Recherches sur les Matériaux, les Procédés et les Surfaces).

## 2. Présentation du micro-échangeur

La coupe d'un prototype de ces micro-échangeurs (Fig. 1) montre les micro-canaux (hauteur 500  $\mu\text{m}$ ) et les parois fines (épaisseur 500  $\mu\text{m}$ ) micro-structurées par réseau de cuvettes et de bosses sphériques alternées pour intensifier l'échange de chaleur entre les deux fluides.

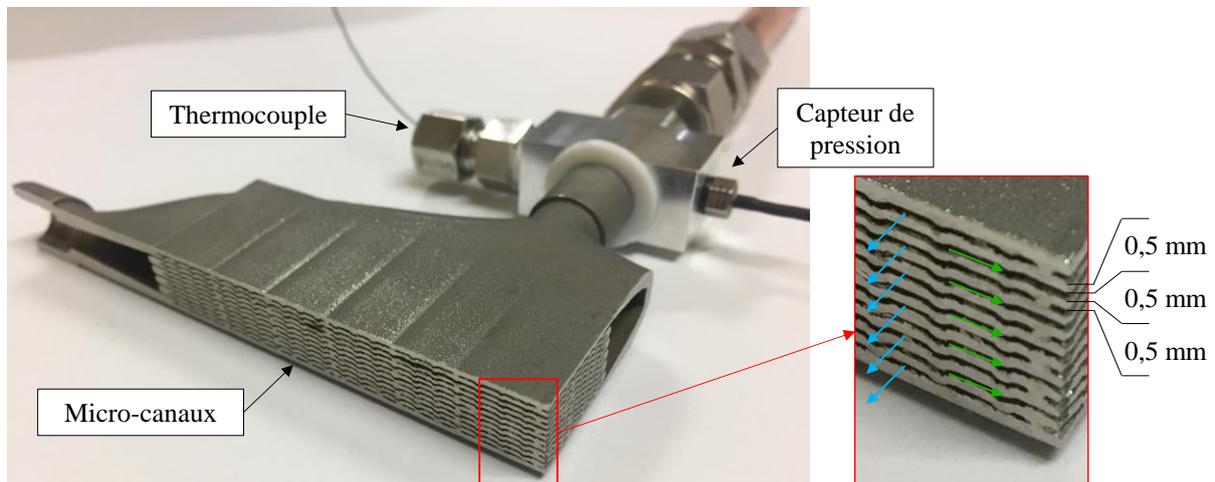


Figure 1 : Coupe transversale d'un micro-échangeur avec capteur de pression et thermocouple

L'écoulement des fluides est laminaire ; cinq micro-canaux assurent celui du Zitrec S-10™ dans le sens axial du micro-échangeur (sens horizontal sur le banc magnétocalorique), et six micro-canaux, celui de l'eau distillée dans le sens transversal (sens vertical sur le banc).

La mesure des caractéristiques thermiques du micro-échangeur par le biais des températures et des pressions aux deux entrées et aux deux sorties de celui-ci est réalisée séparément par un montage dédié visible sur la Figure 2 (l'isolant céramique fibreux enveloppant totalement l'échangeur pendant les essais a été enlevé pour la circonstance).

Chaque micro-échangeur est équipé de quatre thermocouples de type T, quatre capteurs de pressions ; deux bains thermostatés et réfrigérés régulent la circulation des fluides primaire et secondaire (eau distillée). Ces bains thermostatés permettent de réguler la température à l'entrée des micro-échangeurs. Pour cette caractérisation, nous utilisons en outre deux débitmètres de type Show-Rate 1355G avec tube en verre à faibles débits afin de régler finement le débit volumique de chaque fluide.

Un plan d'expérience combinant différentes températures régulées des fluides aux deux entrées et différents débits stationnaires imposés dans les deux écoulements (et dans les deux sens de circulation possibles pour l'écoulement dans l'axe non-symétrique du micro-échangeur) regroupe les mesures correspondantes des températures de sortie et des pressions d'entrée et sortie des deux écoulements croisés.

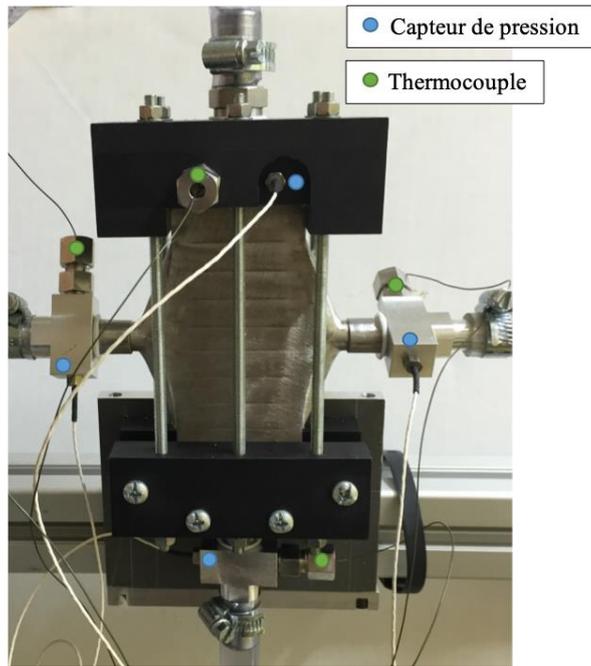


Figure 2 : Test sur un micro-échangeur avec capteurs de pression et de température (isolant ôté)

Les mesures effectuées pour chaque combinaison de ces paramètres permettent de calculer les grandeurs pertinentes recherchées comme la différence de température logarithmique moyenne  $\Delta T_{LM}$ , les puissances thermiques échangées, les nombres d'unité de transfert  $NUT$  ou encore l'efficacité d'échangeur  $\varepsilon$ . Ces résultats, représentatifs des performances réelles des micro-échangeurs, sont alors comparés aux performances théoriques attendues [2].

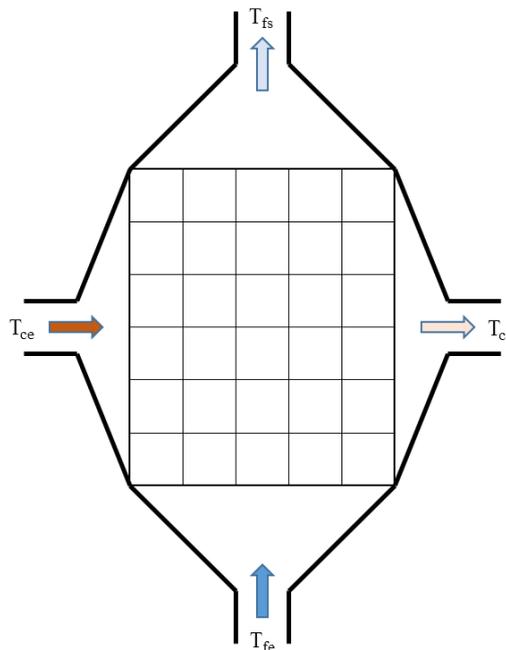


Figure 3 : Schéma du micro-échangeur et sens des écoulements lors des tests

### 3. Mesures caractéristiques

Le mode d'écoulement effectif dans ces micro-échangeurs pour régénérateurs magnétocalorique est à courant croisés en configuration non-brassée pour les deux écoulements. Dans ces micro-échangeurs, chaque fluide traverse en effet plusieurs canaux parallèles dont les parois

sont celles des canaux croisés de l'autre fluide, de sorte que les deux écoulements croisés sont non-brassés. Les écoulements croisés sont symbolisés par des flèches en Figure 1 (vertes : Zitrec ; bleues : eau), et un schéma simplifié du micro-échangeur avec écoulements croisés lors des tests de caractérisation est représenté en Figure 3.

### 3.1. Puissance thermique et conductance du micro-échangeur

La puissance thermique transférée par l'échangeur peut être exprimée à partir de la différence de température logarithmique moyenne  $\Delta T_{LM}$  (équation 1) [3], moyenne logarithmique des différences de température entre les deux fluides aux extrémités d'échangeur (Fig. 4) :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1)$$

où  $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$  est l'écart de température entre l'entrée du fluide chaud et la sortie du fluide froid, et  $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$ , l'écart entre la sortie du fluide chaud et l'entrée du fluide froid  $T_{fe}$ .

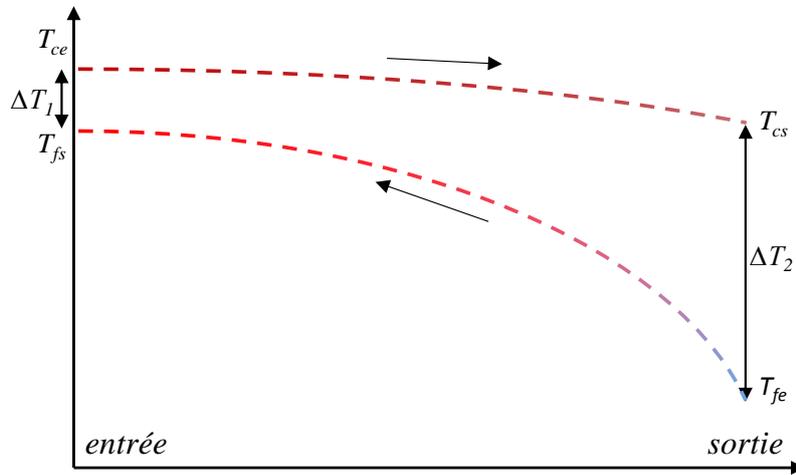


Figure 4 : Distribution des températures des fluides le long de l'échangeur à courants croisés

L'approche théorique est effectuée en régime permanent en faisant les hypothèses suivantes :

- l'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes) ;
- on néglige la conduction thermique axiale ;
- les propriétés thermophysiques des fluides et parois restent constantes et homogènes
- les coefficients d'échange thermiques fluides-parois sont invariants des entrées aux sorties.

Dans ces conditions, les puissances thermiques du côté froid et du côté chaud sont alors égales et simplement calculées par les équations-bilan (2) et (3) ci-dessous :

$$\mathcal{P}_f = D_f \rho_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2)$$

$$\mathcal{P}_c = D_c \rho_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (3)$$

où  $D$  représente le débit volumique ( $\text{kg.m}^{-3}$ ),  $\rho$  la masse volumique ( $\text{kg.m}^{-3}$ ) et  $c_p$  la capacité thermique massique ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ), les indices  $f$  et  $c$  étant relatifs aux fluides froid et chaud, et les indices  $s$  et  $e$  à la sortie et à l'entrée de l'échangeur.

La puissance thermique  $\mathcal{P} = \mathcal{P}_f = \mathcal{P}_c$  peut également s'écrire à l'aide de l'équation (4) :

$$\mathcal{P} = KSF \Delta T_{LM} \quad (4)$$

où  $K$  est le coefficient d'échange global supposé invariant le long des canaux d'écoulement chaud et froid (en  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) ;  $S$ , la surface d'échange de référence ( $\text{m}^2$ ) ;  $\Delta T_{LM}$ , la différence de température logarithmique moyenne précédemment définie entre les deux fluides ( $^{\circ}\text{C}$ ) ;  $F$ , un coefficient correctif (toujours inférieur à 1) par rapport à un échangeur à contre-courant pur.

On définit ainsi une valeur moyenne de  $K$  dans la mesure où les coefficients d'échange convectifs  $k_c$  et  $k_f$  peuvent être différents et variables le long de chaque écoulement dans l'échangeur. Connaissant les puissances thermiques de l'échangeur à l'aide des équations (2) et (3), nous pouvons déterminer la conductance thermique globale  $KSF$  ( $\text{W.K}^{-1}$ ) du micro-échangeur.

### 3.2. Efficacité, nombre d'unité de transfert et rapport des capacités du micro-échangeur thermique

L'efficacité d'échangeur [1], notée  $\varepsilon$ , est définie par l'équation (5).

$$\varepsilon = \frac{\mathcal{P}}{\mathcal{P}_{\max}} \quad (5)$$

où la puissance maximale  $\mathcal{P}_{\max}$  est définie par l'équation (6) suivante :

$$\mathcal{P}_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (6)$$

avec  $C_{\min} = \min(\rho_c D_c c_{pc} ; \rho_f D_f c_{pf})$ .

L'efficacité d'un échangeur varie fortement avec le nombre d'unités de transfert  $NUT$  (sans dimension, égal au rapport  $KSF/C_{\min}$ ) et le rapport  $R$  (sans dimension, égal au rapport des capacités thermiques  $C_{\min}/C_{\max}$ ), et dépend étroitement du type d'échangeur et de sa structure interne. Pour évaluer la qualité et le comportement thermique de nos micro-échangeurs à écoulements croisés non-brassés, les valeurs expérimentales de leur efficacité peuvent être comparées à celles de la corrélation expérimentale (7) [4] illustrée par l'abaque ci-dessous (Fig. 5) :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0,22}}{R} \left[\exp(-R NUT^{0,78}) - 1\right]\right) \quad (7)$$

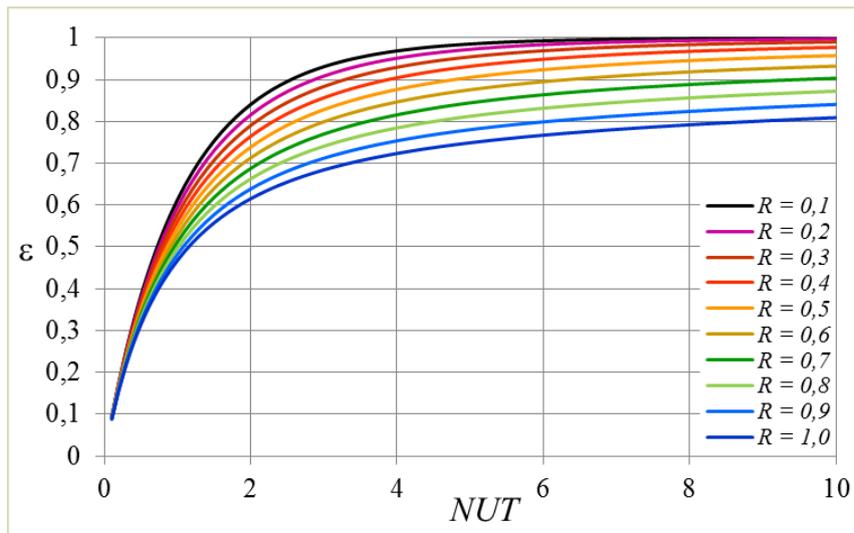


Figure 5 : Efficacité d'un échangeur à courants croisés non brassés (d'après [4])

#### 4. Tests paramétriques du micro-échangeur (écoulements croisés non-brasés)

Une première campagne de tests paramétriques est réalisée sur le micro-échangeur en régime unidirectionnel pour les deux écoulements. Trois valeurs de débits fluidiques ( $D = 13,07 ; 26,13$  et  $39,2 \text{ L.h}^{-1}$ ) sont imposées successivement à chaque écoulement pour trois températures d'entrée différentes ( $15, 20$  et  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ), soit 54 combinaisons différentes possibles. Il est à noter que l'inversion du sens de l'écoulement n'ayant pas conduit à un changement significatif des résultats n'est pas comptabilisée dans ces combinaisons. En outre, les deux écoulements sont strictement laminaires, leur nombre de Reynolds calculé pour le débit maximal ne dépassant pas 140 pour l'écoulement axial et 40 pour l'écoulement transverse.

Compte tenu des limites imposées par les appareils utilisés pendant ces essais (débitmètres volumiques, bains thermostatés), l'écart de température maximal obtenu entre les entrées et sorties des deux écoulements ainsi que les puissances échangées sont modestes ( $9,6^\circ\text{C}$ ,  $265 \text{ W}$ ), l'objectif étant d'utiliser les micro-échangeurs dans les plages de puissance potentielles des régénérateurs magnéto-caloriques testés sur le banc d'essais du laboratoire. De même, la différence de température logarithmique moyenne n'est que de  $2,4^\circ\text{C}$  sur l'ensemble des mesures.

Les plages expérimentales imposées au rapport des capacités thermiques des deux écoulements ( $0,332 < R < 0,999$ ) et au nombre d'unités de transfert ( $1 < NUT < 4,2$ ) sont suffisamment larges pour balayer une large gamme d'utilisation du micro-échangeur, de sorte que l'efficacité mesurée s'étend de 0,5 à 0,96, afin de la comparer de manière effective à la corrélation (7).

La Figure 6 positionne les points d'efficacité mesurée (Équation 5) par rapport aux courbes d'efficacité issues de la corrélation industrielle pour échangeurs croisés non-brasés (Équation 7) pour les trois valeurs moyennes du rapport  $R$  représentatives des essais effectués.

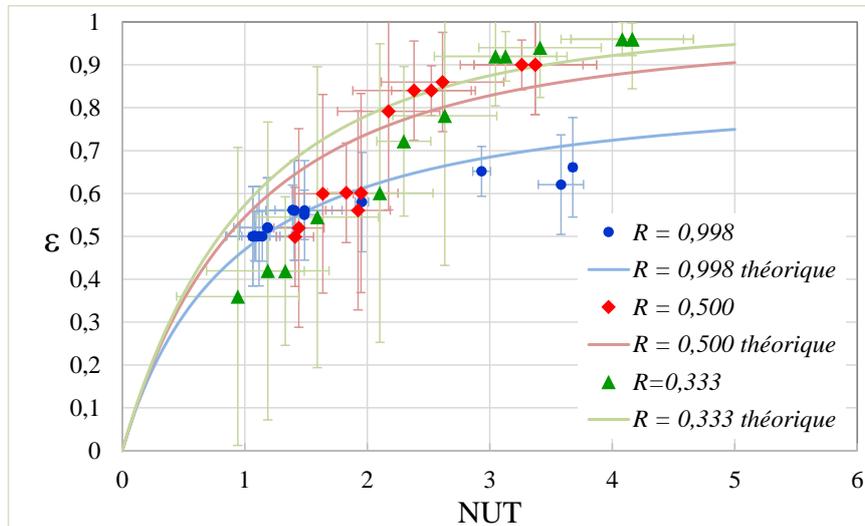


Figure 6 : Comparaison expérimentale/théorique paramétrique de l'efficacité du micro-échangeur

Les valeurs expérimentales de l'efficacité du micro-échangeur testé sont légèrement supérieures (3 à 4%) aux valeurs issues de la corrélation  $\epsilon(NUT, R)$  pour les valeurs du  $NUT$  supérieures à 3 ( $R = 1/3$ ) et supérieures à 2 ( $R = 0,5$ ), mais baissent notablement en deçà (13 à 37% d'écart). Par contre, l'efficacité expérimentale apparaît conforme à la corrélation aux  $NUT$  inférieurs à 2 pour  $R = 0,998$  (0,8 à 3% d'écart) mais plus faible aux  $NUT$  plus élevés (4 à 12%).

Il faut cependant garder à l'esprit l'influence des incertitudes de mesure des débits ( $\pm 0,094 \text{ L.h}^{-1}$ ) et des températures ( $\pm 0,29 \text{ }^\circ\text{C}$ ) sur les calculs des puissances froide et chaude déterminant les valeurs expérimentales de  $NUT$ ,  $R$  et  $\epsilon$ . Comme le montre la figure 6, la propagation des

incertitudes des mesures dans le calcul de l'incertitude absolue de l'efficacité du micro-échangeur varie de  $\pm 0,05$  aux  $NUT$  élevés et atteint  $\pm 0,35$  aux  $NUT$  faibles lorsque les débits sont élevés, entraînant de faibles écarts de température et par conséquent de grandes incertitudes-types relatives. L'incertitude sur les valeurs du  $NUT$  quant à elle varie entre  $\pm 0,03$  et  $\pm 0,5$ .

Nonobstant ces incertitudes, on peut interpréter en grande partie les écarts entre les efficacités mesurées et celles calculées avec la corrélation (7) en calculant le *facteur correctif*  $F$ , *efficience* du micro-échangeur par rapport à un échangeur à contre-courant pur, à partir de la conductance globale  $KSF = P/\Delta T_{LM}$ , la surface globale d'échange minimale  $S$  du micro-échangeur étant connue et le coefficient d'échange global  $K$  entre les deux écoulements calculé en régime laminaire avec les corrélations habituelles ( $Nu \approx 7,451$ ). Les résultats sont reportés dans le Tableau 1 en fonction des paramètres  $P = (T_{fs} - T_{fe})/(T_{ce} - T_{fe})$  et  $r = (D_f \rho_f c_{pf})/(D_c \rho_c c_{pc})$ .

$r$	$P$	$F$
0,33	0,943	0,806
0,50	0,873	0,642
0,67	0,695	0,762
1,0	0,503	0,726
1,0	0,537	0,571
1,0	0,603	0,551
1,5	0,370	0,563
2,0	0,282	0,374
3,0	0,183	0,385

Tableau 1 : valeurs expérimentales moyennes du facteur correctif  $F$  du micro-échangeur.

Les valeurs expérimentales de  $F$  pour  $0,6 < r < 1$  sont voisines des valeurs théoriques rapportées dans [5] pour les échangeurs à courants croisés non brassés, mais sont nettement supérieures et plus proches de 1 pour  $r < 0,6$  (meilleure efficacité lorsque la capacité thermique froide est plus élevée) et nettement inférieures pour  $r > 1$  (plus faible efficacité à faible capacité thermique froide). Il est possible que cet effet en faveur du refroidissement transversal soit induit par la micro-structuration en cuvettes et bosses sphériques des surfaces d'échange internes, prévues pour favoriser le mélange aux vitesses élevées, mais cette hypothèse doit encore être vérifiée par simulation numérique par CFD au laboratoire.

Pour illustrer les performances du micro-échangeur, nous détaillons trois cas mettant en avant les écarts faibles ( $< 5\%$ ) entre nos résultats et la corrélation (7) : un premier où l'efficacité est maximale (Fig. 7a) ; un deuxième (Fig. 7b) où les puissances générées sont maximales ; un dernier (Fig. 7c) offrant un compromis entre une bonne efficacité et une puissance importante.

Le premier cas d'étude montre une bonne efficacité lorsque le débit de la source froide est faible ( $13,07 \text{ L.h}^{-1}$ ) et que le débit de la source chaude est élevé ( $39,2 \text{ L.h}^{-1}$ ). On obtient  $\Delta T_{LM} = 1,15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{froid} = 73 \text{ W}$ ,  $P_{chaud} = -68 \text{ W}$  (écart  $7,3\%$ ),  $KSF = 36 \text{ W.K}^{-1}$ ,  $\varepsilon = 0,960$  avec  $NUT = 4,16$  et  $R = 0,334$  (l'équation (7) donne  $\varepsilon = 0,927$ , soit un écart de  $3,6\%$ ).

Le second cas est celui d'une puissance importante, lorsque les débits des sources froide et chaude sont élevés ( $39,2 \text{ L.h}^{-1}$ ). On obtient  $\Delta T_{LM} = 4,64 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{froid} = 228 \text{ W}$ ,  $P_{chaud} = -259 \text{ W}$  (soit  $12\%$  d'écart),  $KSF = 49 \text{ W.K}^{-1}$ ,  $\varepsilon = 0,501$  avec  $NUT = 1,08$  et  $R = 0,998$  (l'équation (7) donne  $\varepsilon = 0,486$ , soit un écart de  $+3,1\%$ ).

Le dernier cas correspond à un compromis entre efficacité et puissance avec débit chaud élevé ( $39,2 \text{ L.h}^{-1}$ ) et débit froid moyen ( $26,13 \text{ L.h}^{-1}$ ). Les différentes grandeurs obtenues sont :  $\Delta T_{LM} = 3,85 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{froid} = 216 \text{ W}$ ,  $P_{chaud} = -228 \text{ W}$  ( $5,1\%$  d'écart),  $KSF = 56 \text{ W.K}^{-1}$ ,  $\varepsilon = 0,71$  avec

$NUT = 1,84$  et  $R = 0,67$  (l'équation (7) donne  $\varepsilon = 0,676$ , soit 4,98% d'écart). La conductance globale  $KSF$  est plus grande dans ce cas, l'efficacité  $F$  étant plus élevée (cf. *supra*).

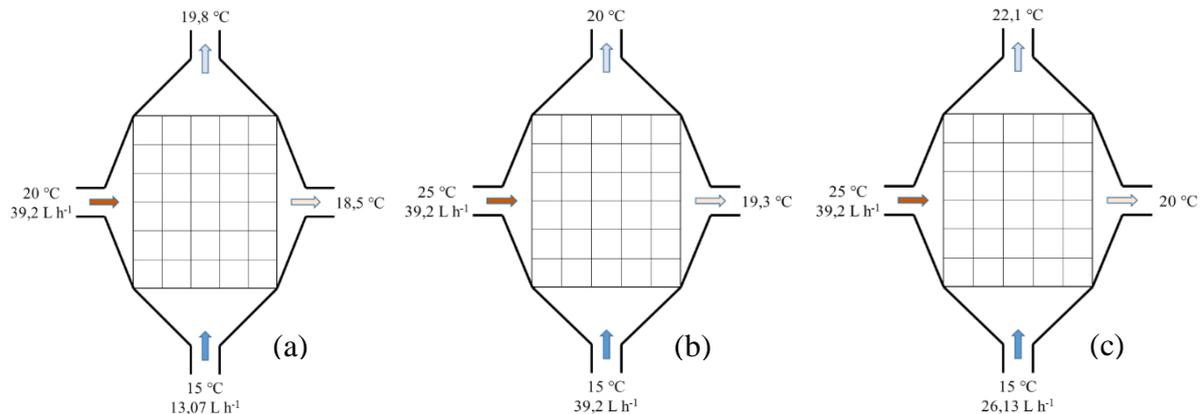


Figure 7 : Présentation des différents cas d'étude

## 5. Conclusions

Les tests thermiques effectués sur un micro-échangeur micro-structuré conçu au laboratoire pour assurer un transfert efficace de puissance thermique par des régénérateurs magnéto-caloriques avec ses sources et puits de chaleur ont permis de dégager plusieurs éléments d'analyse :

- l'efficacité  $\varepsilon$  du micro-échangeur à courants croisés non-brassés est très élevée et supérieure aux valeurs attendues lorsqu'on assure une capacité thermique débitante axiale plutôt faible (circuit à cinq micro-canaux), et une capacité thermique débitante transverse plus élevée (circuit à six micro-canaux), ce qui garantit une efficacité élevée  $F$  du micro-échangeur ;
- la corrélation (7) des échangeurs à courants croisés non-brassés est bien adaptée au calcul de l'efficacité de ces micro-échangeurs en régime laminaire unidirectionnel et stationnaire, particulièrement pour les rapports  $R$  des capacités thermiques élevés ;
- la micro-structuration interne conçue pour rehausser les échanges thermiques par mélange des couches sans turbulence peut être à l'origine d'un accroissement important de l'efficacité  $F$  du micro-échangeurs aux rapports des capacités thermiques  $r$  faibles et de sa baisse accrue aux  $r$  élevés, hypothèse qui doit encore être vérifiée par simulation numérique CFD ;
- le comportement thermique d'un tel micro-échangeur en régime mixte d'écoulement alterné dans le circuit axial et continu dans le circuit transversal reste à déterminer et modéliser [6].

## Références

- [1] P. Saccadura, *Introduction aux transferts thermiques*, Paris, Ed. Tec & Doc, 2004.
- [2] R.K. Shah, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Hoboken, 2003.
- [3] B. Bourret, *Les échangeurs de chaleur*, Cours du département de Génie Civil, INSA Toulouse, France. <http://www.infoenergie.eu/riv+ener/source-energie/Echangeurs.pdf>
- [4] W.M. Kays, M.E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., McGraw Hill (1993).
- [5] R.A. Bowman, A.C. Mueller, W.M. Nagle, Mean Temperature Difference in Design, *Transactions ASME*, 62, 4 (1940) 283-294.
- [6] A. Plait, *Modélisation multiphysique des régénérateurs magnéto-caloriques*. Thèse à l'Université de Bourgogne Franche-Comté, 2019.