

# Mesures et modélisation des propriétés effectives de mousse métalliques : Impact sur le design d'échangeur.

Jean-Michel HUGO<sup>1,2\*</sup>, Frédéric TOPIN<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire IUSTI CNRS UMR 6595 Polytech'Marseille DME  
Technopôle de Château-Gombert – 13453 Marseille Cedex 13

<sup>2</sup>MOTA S.A. Cooling System. ZI les Paluds – 13400 Aubagne

\* (auteur correspondant : [Jean-Michel.Hugo@Polytech.Univ-mrs.fr](mailto:Jean-Michel.Hugo@Polytech.Univ-mrs.fr))

**Résumé** - Nous proposons différents dispositifs expérimentaux pour mesurer les propriétés effectives de mousse métallique. Des simulations numériques à l'échelle du pore, sur les géométries réelles des mousses obtenues à partir de reconstruction 3D, sont également réalisées pour déterminer les propriétés de ces matériaux. Nous nous intéresserons plus particulièrement à la mesure du coefficient d'échange volumique.

## Nomenclature

$D_p$	Diamètre de pore moyen (m)	$C_p$	Capacité Calorifique (J/kg/K)
$\varepsilon$	Porosité (%)	$u$	Vitesse débitante (m/s)
$Nu$	Nombre de Nusselt ( $D_p$ )	$T_{f,m}$	Température fluide, mousse (K)
$Re$	Nombre de Reynolds ( $D_p$ )	$h_{vol}$	Coeff. Ech. Volumique $W/m^3K$
$S_p$	Surface spécifique ( $m^2/m^3$ )	$k_{eff}$	Conductivité effective ( $W/mK$ )
$\mu$	Viscosité dynamique (Pa.s)	$V$	Volume de mousse ( $m^3$ )
$\rho$	Densité du fluide ( $kg/m^3$ )	$\dot{m}$	Débit massique ( $kg/s$ )

## 1. Introduction

Bien que les phénomènes de transport en milieux poreux soient étudiés depuis près de deux siècles, les travaux concernant ce type de matériaux fortement poreux sont encore relativement peu nombreux [1-2]. Les modèles couramment utilisés pour les poreux classiques (lits de grains par ex.) sont peu applicables pour les mousses [3]. Les modèles essayant de corréler les paramètres morphologiques des mousses aux lois d'écoulement ont été, en majorité, dérivés d'étude des lois d'écoulement dans des milieux poreux quelconques (généralement avec des porosités assez faibles) tels que les lits de billes, les roches, les milieux fracturés... De plus, les résultats expérimentaux et numériques caractérisant les pertes de charge dans les mousses sont fortement dispersés [1, 4].

Mahjoob et Vafai [5] font une synthèse des corrélations de la littérature prédisant les performances thermo-hydraulique des mousses métalliques pour une utilisation dans les échangeurs de chaleur. Les coefficients d'échange et de frottement sont donnés en fonction de caractéristiques telles que la porosité, le diamètre de pore, le diamètre de brin etc.

Nous proposons d'étudier les transferts au sein de mousses obtenues par fonderie en vue de les intégrer dans des échangeurs de chaleur. L'intérêt de telles mousses est multiple, le coût de fabrication, la possibilité d'une liaison à la paroi sans résistance thermique et la maîtrise de leur géométrie. Différentes méthodes, expérimentales et numériques, sont proposées et comparées pour déterminer les coefficients d'échange volumique de telles mousses.

## 2. Méthodes d'optimisation

### 2.1. Optimisation des échangeurs de chaleur

Le dimensionnement d'un échangeur est conditionné par les performances thermiques à atteindre mais aussi par des considérations hydrauliques telles que la réduction de la perte de charge, la résistance à l'encrassement, des considérations géométriques comme la compacité et également de coût de fabrication. Nous présentons ici l'optimisation des performances thermiques tout en respectant l'encombrement de l'unité et en diminuant la perte de pression engendrée. Afin d'intégrer des mousses métalliques dans les échangeurs de chaleur, nous proposons de travailler en deux temps (Figure 1). Optimiser la structure de l'échangeur à fin de réduire substantiellement la perte de charge car des études précédentes ont montré que ce point était limitant. Etudier l'influence du positionnement de la mousse dans l'échangeur, de la géométrie de la conduite, et également optimiser la structure même de la matrice solide.

### 2.2. Optimisation des mousses métalliques

Trois axes de recherches se dégagent à fin d'optimiser la structure des mousses : l'expérience, la caractérisation morphologique et la simulation numérique directe. L'analyse morphologique permet de caractériser complètement la structure de la matrice (diamètre de pore, surface spécifique, porosité, tortuosité etc.). L'expérience nous permet d'atteindre des grandeurs macroscopiques ou microscopiques moyennées telles que la perméabilité et le coefficient inertiel, la conductivité effective ou encore le coefficient d'échange volumique pour les relier aux propriétés morphologiques. Enfin la simulation numérique nous permet, une fois corrélée à l'expérience, d'atteindre des grandeurs thermo-physiques à l'échelle du pore en tous points de la géométrie et de mieux comprendre les phénomènes physiques mis en jeux. Nous proposons d'étudier une structure de mousse donnée (cellule de Kelvin) dont on peut virtuellement modifier les caractéristiques géométriques à l'aide de l'outil numérique (taille de pore, porosité, taille de col, anisotropie, élongation des cellules etc.) et d'étudier leur impact sur les propriétés d'écoulement et de transferts. Les structures idéales seront, in fine, réalisées par fonderie [6].

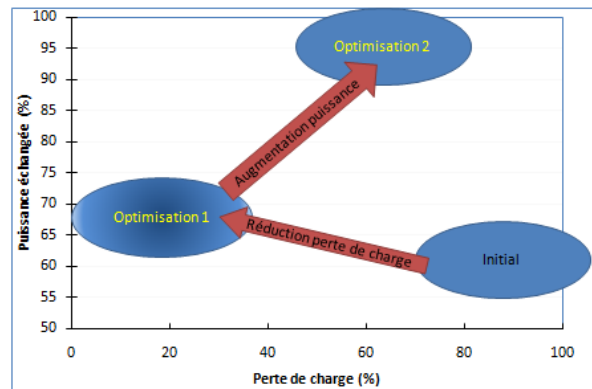


Figure 1. Schéma d'optimisation d'un échangeur à mousse. Efficacité en fonction de la perte de charge

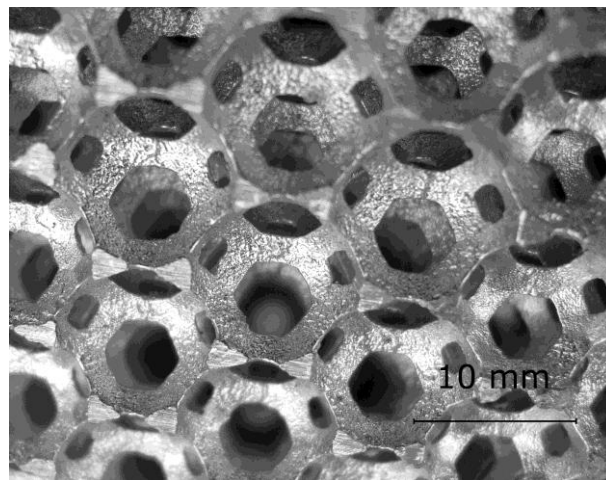


Figure 2. Photographie d'une mousse de type « Kelvin ».

### 3. Détermination des coefficients d'échange volumique

Il est difficile mesurer expérimentalement un coefficient d'échange volumique d'une mousse métallique, la mesure de la température de surface de la mousse étant peu accessible. En général les auteurs proposent la mesure du coefficient d'échange pariétal d'un canal rempli de mousse [7]. Cependant un coefficient d'échange pariétal n'est valable que pour une géométrie donnée et ne peut donc pas être utilisé pour le dimensionnement d'un échangeur. Pour accéder au coefficient d'échange volumique, il faut ajouter à la mesure expérimentale un modèle direct, soit analytique soit numérique, reliant les observables aux propriétés à déterminer. Ces modèles peuvent être utilisés dans plusieurs sens (directe et inverse). Soit on connaît le coefficient d'échange volumique et on prédit les performances expérimentales, soit on a des résultats expérimentaux et on en déduit le coefficient d'échange. Nous mesurons par ailleurs le coefficient d'échange brin/fluide à partir de simulation numérique directe des transferts conjugués à l'échelle du pore dans la géométrie réelle de la mousse [8].

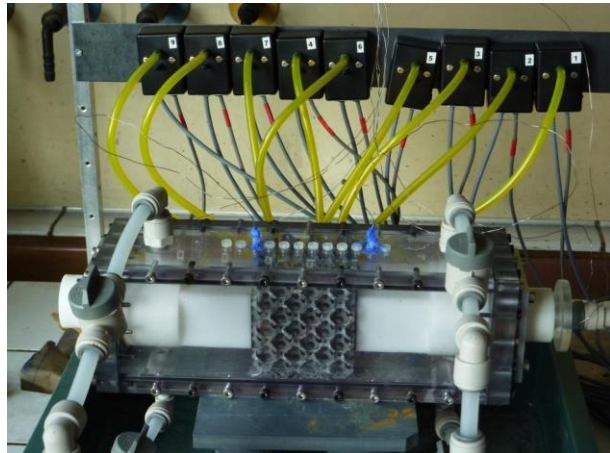


Figure 3. Dispositif expérimental

#### 3.1. Mesures expérimentale

Le dispositif expérimental (Figure 3) est constitué d'une veine d'essai instrumentée (capteurs de pression, thermocouples, débitmètre ...). Deux protocoles expérimentaux sont étudiés. Dans le premier cas nous préchauffons la mousse par un écoulement d'air chaud jusqu'à l'obtention d'un régime stationnaire et que sa température soit homogène. L'expérience consiste à refroidir la mousse par un écoulement à débit et température d'entrée constante. Nous suivons alors l'évolution de la température de sortie du canal au cours du temps. Dans ce cas, l'échantillon étant assez mince, les parois de la veine d'essai étant isolées et le Biot local de la mousse étant petit, le coefficient d'échange volumique ( $h_{vol}$ ) est déduit du modèle analytique 0D instationnaire [9].

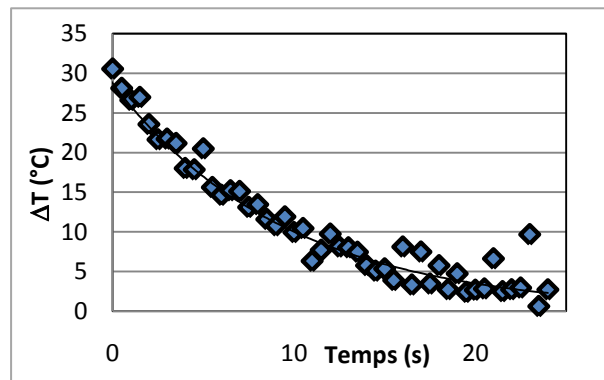


Figure 4. Signal de température en sortie du canal. Identification de la constante de temps et du coefficient d'échange. Ici  $Nu=18$

Dans le deuxième cas nous travaillons en régime stationnaire ; Nous imposons un flux d'air à débit et température constante ainsi qu'un chauffage pariétal de puissance constante. Nous mesurons alors la température de sortie de l'écoulement et la température des parois en différents points.  $h_{vol}$  est calculé à partir d'un modèle numérique bidimensionnel à deux températures.

##### 3.1.1. Modèle analytiques 0D

Nous considérons la mousse comme corps thermiquement mince échangeant avec un flux d'air à température  $T_f$ . La température  $T_m$  de la mousse est alors régie par l'équation (1) :

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_{solide} \cdot \frac{\partial T_m}{\partial t} + h_{vol} \cdot (T_m - T_f) = 0 \quad (1)$$

Le profil de température du fluide est linéaire au travers du canal poreux. On peut considérer une température du fluide moyenne définie par l'équation (2). Celle-ci dépend de la puissance échangée au cours du temps (3).

$$T_f = \frac{T_{entree} + T_{sortie}}{2} = T_{entree} + \frac{P_{ech}}{2 \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{fluide}} \quad (2)$$

$$P_{ech} = h_{vol} \cdot V \cdot (T_m - T_f) = -(1 - \varepsilon) \cdot V \cdot (\rho \cdot C_p)_{solide} \cdot \frac{\partial T_m}{\partial t} \quad (3)$$

En introduisant l'équation (3) dans l'équation (1), on obtient une équation différentielle du premier ordre sur la température de mousse (4). On peut isoler dans cette équation différentielle une constante de temps (6) qui dépendra du coefficient d'échange volumique et de propriétés connues telles que la porosité, la densité et la capacité calorifique de la mousse, du volume de l'échantillon et du débit de capacité calorifique du fluide.

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_{solide} \cdot \left(1 - \frac{V}{2 \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{fluide}}\right) \cdot \frac{\partial T_m}{\partial t} + h_{vol} \cdot (T_m - T_{entree}) = 0 \quad (4)$$

$$T_m = A \cdot \text{Exp}\left(-\frac{t}{\tau}\right) + B \quad (5)$$

La solution (5) de l'équation différentielle introduite dans l'équation (3) nous montre que la puissance échangée varie de façon exponentielle décroissante avec la même constante de temps  $\tau$ . La température d'entrée de l'écoulement étant constante on en déduit que la simple mesure de la température de sortie du canal au cours du temps nous permet de déterminer cette constante de temps, et donc le coefficient d'échange volumique (Figure 4).

$$h_{vol} = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_{solide} \cdot \left(1 - \frac{V}{2 \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{fluide}}\right)}{\tau} \quad (6)$$

Les limites de cette méthode sont liées à la taille de l'échantillon qui doit être suffisamment épais pour être représentatif de la mousse (VER et longueur d'établissement) et assez petit pour être thermiquement mince.

### 3.1.2. Modèle numérique 2D

Dans le cas d'une géométrie ne permettant pas d'utiliser le modèle 0D, nous proposons un modèle numérique à deux dimensions basé sur le modèle milieux poreux équivalent à deux températures (7) et (8).

$$\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho \cdot C_p)_f \cdot \frac{\partial U \cdot T_f}{\partial x} = \frac{\partial (k_{f,eff} \cdot \frac{\partial T_f}{\partial x})}{\partial x} + h \cdot (T_m - T_f) \quad (7)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial (k_{s,eff} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial x})}{\partial x} + h \cdot (T_s - T_f) \quad (8)$$

On considère que l'écoulement est homogène dans tout le canal (vitesse débitante) et nous résolvons ce système d'équation par une méthode numérique 2D (Volumes Finis). Nous présentons ici les résultats appliqués à la configuration 2 (chauffage pariétal stationnaire) mais ce modèle peut être utilisé sur des données instationnaires.

La limite principale de cette méthode est liée à la méconnaissance de la conductivité effective de la phase fluide due à la dispersion. Dans les résultats présentés ici, en l'absence de détermination précise, nous avons utilisé la conductivité effective de la phase fluide stagnante. Les effets liés à la dispersion sont implicitement répercutés dans la valeur du coefficient d'échange volumique.

### 3.2. Détermination par simulation numérique directe

La géométrie 3D de la matrice solide est reconstruite et caractérisée en utilisant iMorph [10] à partir de tomographies d'un échantillon de mousse d'aluminium ( $\lambda=231\text{W/mK}$ ) du Centre Technique des Industries de la Fonderie (CTIF). Les paramètres morphologiques de la mousse sont les suivants : diamètre de pore 14mm (diamètre de la sphère de même volume que les cellules), porosité 86.4%, surface spécifique  $270\text{m}^2/\text{m}^3$ . Le maillage et la résolution des équations décrivant l'écoulement et les transferts de chaleur dans le fluide sont effectués via le logiciel StarCCM+. Le domaine de calcul est déterminé à partir de la géométrie de l'expérience. Il s'agit d'un canal rectangulaire constitué de la mousse d'aluminium entourée d'une zone d'entrée et de sortie du fluide permettant d'éviter les biais de calcul induits par les recirculations et par la nature des conditions aux limites. Seul le volume fluide est maillé. Ce maillage polyédrique comporte environ un million de cellules de 2 mm en moyenne et allant jusqu'à une taille minimale de 0.5 mm. Il comporte de plus cinq couches de cellules prismatiques autour des brins pour capturer les couches limites. En entrée du canal débit et température du fluide sont imposés ; la face de sortie est maintenue à la pression atmosphérique. Puisque le  $h_{\text{vol}}$  ne dépend que de la structure de l'écoulement, la température locale de la surface de la matrice solide est imposée.

### 3.3. Analyse des résultats

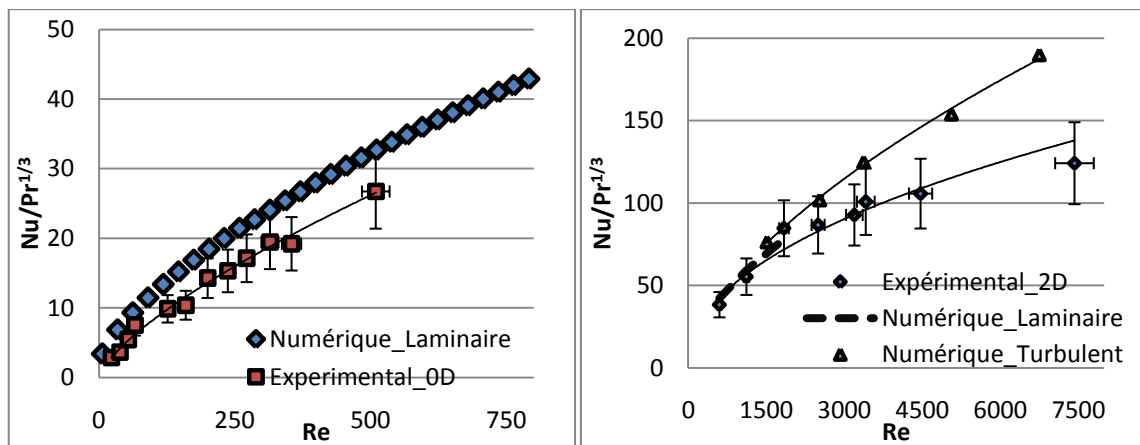


Figure 5. Coefficient d'échange local réduit. A gauche : comparaison numérique et expérimental modèle 0D. A droite : Comparaison numérique et expérimental modèle 2D.

La Figure 5 compare les deux méthodes expérimentales à la simulation numérique pour deux mousses différentes. Nous avons présenté sur cette figure le coefficient d'échange brin/fluide qui est le ratio de  $h_{\text{vol}}$  par la surface spécifique de l'échantillon. En effet, c'est cette grandeur qui est déterminée par la simulation directe. Dans le cas de la méthode 0D, pour la gamme de Reynolds testés, les résultats sont en assez bon accord. La sous-estimation est probablement due aux pertes transverses difficilement estimables ici. Notons que l'incertitude sur la surface spécifique et la porosité ont été prises en compte dans les barres d'erreur (20%).

Dans le cas de la méthode 2D, les résultats numériques et expérimentaux sont en bon accord pour des Reynolds inférieur à 2000. Au-delà, l'écart s'accroît rapidement. L'introduction d'un modèle de turbulence standard pour une application à une telle géométrie confinée peut causer des biais et conduire à une surestimation des transferts de chaleur. A très haut Reynolds, les transferts de chaleur entre le solide et le fluide sont localisés au voisinage de la paroi sur une épaisseur comparable au diamètre de pore et la configuration expérimentale n'est plus rigoureusement représentative du comportement volumique de la mousse.

## 4. Conclusion

Nous présentons deux méthodes expérimentales de détermination du coefficient d'échange volumique d'une mousse d'aluminium issue de fonderie. Nous comparons les méthodes utilisées à des simulations numériques directes sur des géométries réelles de mousses obtenues par reconstruction 3D à partir de tomographies. La simulation numérique directe donne accès aux champs de toutes les grandeurs thermo-physiques relatives à la mousse et aux transferts. Elle nécessite cependant la connaissance fine de la géométrie et des moyens important de calcul (temps CPU, mémoire), particulièrement en régime transitoire. Enfin, l'utilisation de modèle de turbulence à hauts Reynolds reste, dans de tels milieux, un problème ouvert.

Les deux méthodes expérimentales donnent des résultats similaires et sont en bons accord avec la simulation directe en régime laminaire. La méthode 0D nécessite de travailler avec des échantillons de mousses peu épais et d'effectuer des mesures instationnaire. La méthode 2D nécessite la connaissance des conductivités effectives des deux phases. Elle permet cependant des résultats d'expérience stationnaire et/ou de chauffage pariétal. Cette méthode s'adaptera bien à des mesures réalisées sur des échangeurs. Enfin, le dimensionnement d'échangeur à mousse peut être réalisé sur la base de calcul avec la même méthode, ce qui évite l'introduction de biais due à des jeux d'hypothèses différentes.

## Remerciements

Jonathan Dairon, Yves Gaillard et Patrick Hairy du Centre Technique des Industries de la Fonderie pour leur collaboration et la réalisation des échantillons de mousse.

## Références

1. Topin, F., et al., *Experimental Analysis of Multiphase Flow in Metallic foam: Flow Laws, Heat Transfer and Convective Boiling*. Advanced material Engineering, 2006. **8**(9): p. 890-899.
2. Vicente, J., F. Topin, and J.-V. Daurelle, *Open celled material structural properties measurement: from morphology to transport properties*. Material transaction, 2006. **47**(9): p. 2195-2202.
3. Dukhan, N., et al., *One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005. **48**: p. 5112–5120.
4. Bonnet, J.-P., F. Topin, and L. Tadrist, *Flow laws in metal foams: compressibility and pore size effects*. Transport in Porous Media, 2008. **73**(2): p. 233-254.
5. Mahjoob, S. and K. Vafai, *A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008. **51**.
6. Dairon, J. and Y. Gaillard. *Casting parts with CTIF foams*. in *MetFoam'09*. 2009. Brastislava.
7. Kim, S.Y., B.H. Kang, and J.-H. Kim, *Forced convection from aluminum foam materials in an asymmetrically heated channel*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001. **44**(7): p. 1451-1454.
8. Hugo, J.-M., et al. *From pore scale numerical simulation of conjugate heat transfer in cellular material to effective transport properties of real structures*. in *IHTC 14*. 2010. Washington.
9. Serret, D., T. Stamboul, and F. Topin. *Transferts dans les mousses métalliques : Mesure du coefficient d'échange de chaleur entre phases in Congrès de la SFT, SFT 07*. 2007. Ile des Embiez.
10. Brun, E., et al. *IMorph : A 3D morphological tool to fully analyse all kind of cellular materials in Cellmet'08*. 2008. Dresden, Allemagne, .