

Étude d'une mousse métallique associée à un réseau de caloducs pour améliorer le contrôle thermique de moules d'injection

Marie Levêque, Frédéric Lefèvre, Stéphane Lips, Valérie Sartre*

Université de Lyon, CNRS, INSA-Lyon, CETHIL UMR 5008, F-69621, Villeurbanne, France

*(auteur correspondant : valerie.sartre@insa-lyon.fr)

Résumé - Cette étude expérimentale analyse l'efficacité du refroidissement par convection d'air d'un moule d'injection composé d'une mousse métallique dans laquelle des caloducs sont insérés. L'ajout de caloducs n'est pas bénéfique si la convection est forcée et le niveau de température inférieur à 80 °C. En convection naturelle et pour des températures de l'ordre de 200 °C, l'efficacité thermique de la mousse peut être améliorée jusqu'à 25 %, à condition que les condenseurs soient refroidis efficacement et que le contact thermique mousse/caloducs soit minimisé.

1. Introduction

Dans le domaine de l'injection des pièces en polymère, la régulation thermique des moules est un enjeu fondamental dans le sens où la qualité des pièces et leur fréquence de production en dépend. Une réduction de l'inertie thermique du moule est souhaitée par les industriels du secteur afin de raccourcir la durée des cycles de moulage. Leur objectif est alors de remplacer les moules pleins par des moules "secs", qui intègrent dans leur paroi une mousse métallique. Actuellement, le refroidissement du moule plein est effectué à l'aide d'une circulation d'eau qui permet une excellente efficacité thermique [1] [2]. Cependant, en plus d'être consommatrice d'eau et coûteuse à produire, cette technologie induit un encrassement et une corrosion rapides des canaux [3]. Ce dernier aspect complique la maintenance des moules qui doivent être remplacés régulièrement et ne peuvent pas être stockés en vue d'une utilisation ultérieure. Pour répondre à cette problématique, cet article propose d'étudier les performances thermiques des mousses métalliques refroidies par air.

Les mousses métalliques sont utilisées dans de nombreuses applications : elles contribuent à l'allègement des pièces métalliques, tout en leur assurant une grande rigidité mécanique [4][5][6][7]. Cependant, par rapport à une pièce massive, l'efficacité du transfert de chaleur conductif dans une mousse est moindre, et il est difficile d'y intégrer des canaux de refroidissement. Il est cependant à noter que lorsqu'elles sont optimisées thermiquement, des coefficients d'échange convectif équivalents pouvant aller jusqu'à $400 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ sont atteints dans la mousse [8]. Dans le présent article, nous avons pour objectif de compenser la diminution de l'efficacité thermique de ces moules par l'insertion de caloducs au sein de la mousse métallique refroidie par convection d'air. Une étude préliminaire sur la faisabilité de cette association a été faite par Lips *et al* [9]. Le transport de chaleur assuré par ces éléments de conductivité équivalente élevée devrait permettre d'une part d'utiliser éventuellement l'air ambiant externe à la mousse comme source froide, et d'autre part d'améliorer l'effet d'ailette de la mousse en homogénéisant sa température longitudinale. Afin de comprendre le comportement de cette association et d'identifier les meilleures conditions de fonctionnement, deux bancs d'essais permettent l'étude thermique de plusieurs types de mousses soumises à différentes conditions externes et associées à quatre configurations de caloducs. L'analyse est complétée par la construction d'un

modèle nodal permettant d'identifier les principaux transferts thermiques existants au sein des mousses ainsi que les éventuels paramètres limitant.

2. Présentation des bancs d'essais

Les bancs expérimentaux mis en place sont présentés sur les figures 1 et 2. Les mousses sont parallélépipédiques, de hauteur $z_{mousse} = 11 \text{ cm}$ et de section $9 \times 9 \text{ cm}^2$. Le diamètre de leurs cellules est de 14 mm et leur porosité de 85 %. Elles sont percées selon leur hauteur de quatre trous cylindriques non débouchant pour accueillir des caloducs de 8 mm de diamètre. Elles sont chauffées sur leur paroi inférieure par un bloc en acier inox muni de trois cartouches chauffantes simulant la matière fondue à refroidir. Ce bloc est pressé contre la toile inférieure de la mousse à l'aide d'un serre-joint, avec un couple de serrage de 18 N.m. On appellera cette association d'éléments "bloc mousse". Son mode de refroidissement dépend du banc sur lequel la mousse est installée. Sur le banc appelé "soufflerie" (figure 2), elle est refroidie en son sein par convection forcée d'air, grâce à un ventilateur radial imposant une vitesse d'air de $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ à travers une conduite en polymère dans laquelle est encastrée la mousse. Ce matériau étant déformable à la chaleur, une température maximale de 80 °C sera imposée au niveau du bloc chauffant. Les essais effectués sur ce banc seront identifiés avec l'indice "souff". Le banc appelé "haute température" (figure 1) étant désolidarisé de la conduite, aucune ventilation ne peut être appliquée au sein de la mousse, qui est refroidie par convection naturelle. La température maximale admissible de 180 °C est alors due à la tenue en température du matériau d'interface thermique. Un ventilateur peut également être utilisé pour imposer une convection forcée sur la partie supérieure des caloducs dont la longueur excède celle du bloc mousse. Des isolants en céramique sont placés au dessus de la toile supérieure (figure 1) ainsi que sur les deux faces latérales de la mousse lorsqu'elle est installée sur le banc "soufflerie" (pour permettre l'écoulement de l'air) et sur les quatre faces latérales lorsqu'elle est installée sur le banc "haute température". Des thermocouples de type K (précision $\pm 0.2 \text{ K}$) permettent de mesurer les températures des toiles inférieure et supérieure (T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} et T_h), la température du bloc en acier (T_{bloc}), la température de l'air en amont et aval de la mousse ($T_{SF,in}$ et $T_{SF,out}$) ainsi que la température de l'air ambiant (T_{amb}). Enfin, un thermocouple relève la température de saturation des caloducs (T_{sat}) (figure 2). La puissance électrique alimentant les résistances chauffantes est notée \dot{Q}_{elec}

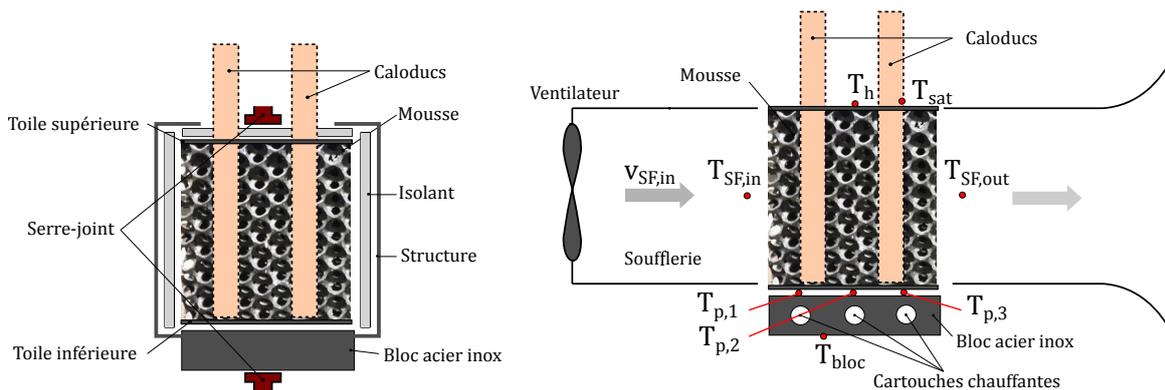


Figure 1 : Vue de face du bloc mousse Figure 2 : Vue ce côté du bloc mousse dans la soufflerie et placement des thermocouples

On peut faire varier plusieurs paramètres au cours des essais. Le matériau constituant la mousse métallique peut être soit en acier Z38 (dont la dénomination complète est "X 37 Ni Cr Mo V 5-1") "Ac" (utilisé dans le contexte industriel) soit en aluminium "Al" (moins coûteux et plus facile à usiner). Afin de minimiser la résistance de contact entre la mousse en aluminium et la paroi des caloducs, les perçages prévus pour les caloducs peuvent être chemisés avec

un manchon en aluminium d'épaisseur 1 mm. On appelle cette mousse " Al_c ". Des caloducs capillaires cylindriques cuivre/eau (fournisseur DME) de deux longueurs différentes, 12 et 20 cm, sont testés. Les essais sans caloduc sont nommés "SC", ceux avec de petits caloducs "PC" et ceux avec de grands caloducs "GC". On peut activer une ventilation externe lors de l'insertion des grands caloducs. Cette configuration est appelée "GCV" (grands caloducs ventilés).

3. Outils d'analyse

Afin de comparer les performances des mousses dans les différentes situations énoncées précédemment, trois outils d'analyse sont utilisés. Tout d'abord la résistance thermique équivalente du bloc mousse et sa capacité d'homogénéisation en température sont calculées à partir des mesures. Ensuite, la construction d'un modèle nodal 1D et l'utilisation des résultats expérimentaux permettent d'identifier par méthode inverse les principales résistances thermiques au sein de la mousse, ainsi que la hauteur de la zone d'évaporation des caloducs. La méthode nodale a été choisie car elle permet de simuler le comportement thermique de systèmes complexes, de modifier facilement la géométrie et de réaliser rapidement des études paramétriques.

3.1. Résistance équivalente et homogénéité en température

La résistance thermique équivalente de la mousse est exprimée au moyen de la relation 1. Les principales pertes thermiques sont d'une part, les pertes convecto-radiatives avec l'air du bloc chauffant $\dot{Q}_{p,1}$, dont on connaît la surface d'échange et la température moyenne, d'autre part, les pertes à travers la structure en acier supportant la mousse $\dot{Q}_{p,2}$. Ces dernières peuvent être estimées au moyen d'un modèle d'ailette infinie de section droite uniforme :

$$R_{eq} = \frac{(\bar{T}_p - T_{amb})}{\dot{Q}} \quad \text{avec} \quad \dot{Q} = \dot{Q}_{elec} - \dot{Q}_{p,1} - \dot{Q}_{p,2} \quad \text{et} \quad \bar{T}_p = \frac{T_{p1} + T_{p1} + T_{p1}}{3} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{p,1} = h_{nat} S_{bloc} (T_{bloc} - T_{amb}) \quad \text{et} \quad \dot{Q}_{p,2} = \sqrt{h_{nat} p_{ailette} \lambda_{ailette} A_{ailette}} (T_{bloc} - T_{amb}) \quad (2)$$

Avec $h_{nat} = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ le coefficient d'échange convecto-radiatif estimé, le périmètre de l'ailette $p_{ailette} = 0,096 \text{ m}$, $\lambda_{ailette} = 15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ la conductivité thermique de l'acier, $A_{ailette} = 2,7.10^{-4} \text{ m}^2$ la section de passage de l'ailette et S_{bloc} la surface d'échange du bloc chauffant. La puissance \dot{Q}_{elec} étant mesurée avec une précision de $\pm 0,2 \text{ W}$ et l'incertitude sur h_{nat} étant de 20 %, les résistances thermiques équivalentes des mousses sont calculées avec une incertitude maximale de $\pm 0,004 \text{ K.W}^{-1}$. L'homogénéité de la température au sein de la mousse est estimée au moyen du paramètre adimensionnel ΔT^* donné par la relation 3, dans lequel la différence de température de l'essai sans caloduc est prise comme référence. Une valeur nulle de ΔT^* signifie que les champs de températures sont identiques.

$$\Delta T^* = 1 - \frac{\bar{T}_p - T_h}{\bar{T}_{p,sc} - T_{h,sc}} \quad (3)$$

3.2. Présentation du modèle nodal

Afin de comprendre le comportement thermique des mousses, les paramètres influant sur leur efficacité thermique (conductivité thermique effective de la mousse, coefficients d'échange convectif, résistance de contact caloducs/mousse) sont estimés. Ces paramètres sont déduits des valeurs des résistances thermiques estimées par le modèle nodal 1D, qui utilise les mesures expérimentales comme données d'entrée.

La figure 3 montre la représentation schématique du modèle nodal. Les caloducs ne sont pas inclus dans ce modèle. La mousse est discrétisée en subvolumes, au centre desquels sont placés un noeud de température ($N = 10$ noeuds). Ainsi, chaque subvolume est supposé à température uniforme, égale à la température du noeud. Entre les noeuds, des échanges thermiques se produisent, représentés par des résistances. Le flux peut être transmis par convection vers l'ambiance ($R_{conv,lat}$), par conduction vers le noeud supérieur (R_{cond}) ou vers les caloducs ($R_{contact}$). Pour i variant de 1 à $N-1$, le bilan de puissance s'écrit alors selon la relation 4. Les conditions aux limites latérales sont fixées en considérant la température de saturation des caloducs T_{sat} et la température ambiante T_{amb} , mesurées expérimentalement, comme homogènes sur toute la longueur des caloducs. Si les caloducs dépassent de la mousse, le flux peut également être transmis vers l'ambiance par convection ($R_{conv,ext}$) : considérant que le flux transmis vers les caloducs est restitué à la mousse ou à l'ambiance, on obtient la relation 5. En $i = 0$, la puissance transmise à la mousse \dot{Q} est imposée et déterminée à l'aide des relations 1 et 2. Les températures des toiles inférieure et supérieure T_h et \bar{T}_p sont fixées, et déterminées par le modèle. Ces conditions aux limites inférieures et supérieures sont intégrées dans les relations 6 et 7 qui expriment l'équilibre thermique aux noeuds 0 et N .

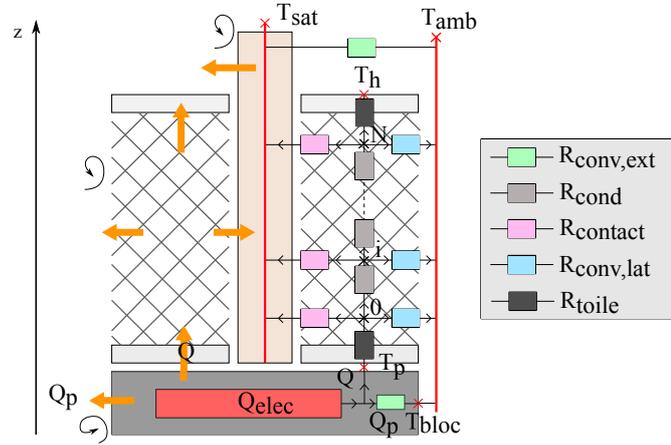


Figure 3 : Représentation schématique du modèle nodal

$$\frac{T_{i-1} - T_i}{R_{cond}} = \frac{T_i - T_{sat}}{R_{contact}} + \frac{T_i - T_{amb}}{R_{conv,lat}} + \frac{T_i - T_{i+1}}{R_{cond}} \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^N \left(\frac{T_i - T_{sat}}{R_{contact}} + \frac{T_{sat} - T_{amb}}{R_{conv,ext}} \right) = 0 \quad (5)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_0 - T_{sat}}{R_{contact}} + \frac{T_0 - T_{amb}}{R_{conv,lat}} + \frac{T_0 - T_1}{R_{cond}} = \frac{\bar{T}_p - T_0}{R_{toile}} \quad \text{et} \quad R_{toile} = \frac{e_{toile}}{\lambda_{ac} S_{toile}} \quad (6)$$

$$\frac{T_{N-1} - T_N}{R_{cond}} = \frac{T_N - T_{sat}}{R_{contact}} + \frac{T_N - T_{amb}}{R_{conv,lat}} + \frac{T_N - T_h}{R_{toile}} \quad (7)$$

e_{toile} et S_{toile} sont l'épaisseur et la surface des toiles et λ_{ac} la conductivité de l'acier Z38. La résolution numérique de ce modèle est faite à l'aide d'un algorithme de Thomas. Les résistances thermiques $R_{conv,lat}$, R_{cond} , $R_{contact}$ et $R_{conv,ext}$ sont estimées par méthode inverse en cherchant à minimiser les écarts entre valeurs calculées et mesurées des deux températures \bar{T}_p

et T_h . La hauteur de séparation de la zone évaporateur et condenseur $z_{\text{évaporateur-condenseur}}$ peut également être déterminée par la comparaison du champ de températures calculé selon l'axe z avec la température de saturation mesurée (zone d'évaporation si $T(i) > T_{\text{sat}}$).

4. Résultats et analyse

Cette partie présente l'analyse des résultats, en régime permanent, pour les quatre paramètres et les quatre configurations de caloducs (SC, PC, GC et GCV) décrits dans la section 2. Les puissances électriques sont choisies telles que le bloc chauffant atteigne sa température maximale de fonctionnement. Le tableau 1 regroupe les estimations des résistances thermiques au sein des mousses pour une puissance donnée, obtenues avec le modèle nodal et les résultats expérimentaux pour chaque configuration testée. Les seules résistances thermiques existantes pour les configurations SC étant R_{cond} et $R_{\text{conv,lat}}$, aucune ligne spécifique n'a été ajoutée. Si une résistance est indiquée comme infinie, cela signifie qu'elle est très supérieure aux autres résistances thermiques et ne peut pas être calculée précisément. Après avoir comparé le comportement des blocs mousses avec et sans convection forcée interne, une étude paramétrique sur les influences du matériau, du chemisage et de la présence de caloducs ventilés ou non est réalisée. Les figures 4, 5 et 6 représentent respectivement les résistances thermique équivalentes des mousses, l'homogénéité en température et la hauteur de séparation des parties évaporateur et condenseur des caloducs. Pour une meilleure lisibilité de la figure 4, les résultats des tests effectués en convection naturelle (figure 4.b) sont séparés de la présentation de l'ensemble (figure 4.a).

		\dot{Q}_{elec} (W)	R_{cond}	$R_{\text{conv,lat}}$	R_{contact}	$R_{\text{conv,ext}}$	T_{sat} (°C)
$Al_{c,\text{souff}}$	PC	200	0,02	0,62	$\rightarrow \infty$	$\rightarrow \infty$	28,7
	GC				$\rightarrow \infty$	$\rightarrow \infty$	28,8
	GCV				$\rightarrow \infty$	$\rightarrow \infty$	29,3
Al_c	PC	130	0,02	16,0	0,8	$\rightarrow \infty$	175,3
	GC				0,9	4,4	152,3
	GCV				1,6	4,1	132,3
Al	PC	130	0,03	16,6	4,8	$\rightarrow \infty$	174,3
	GC				8,5	7,6	151,8
	GCV				12,8	5,8	125,2
Ac	PC	100	0,20	14,5	4,5	$\rightarrow \infty$	125,0
	GC				7,0	8,4	109,5
	GCV				11,0	5,3	90,7

Tableau 1 : Résistances thermiques ($K.W^{-1}$) pour chaque mousse et configuration de caloducs

4.1. Résultats en convection forcée et comparaison avec la convection naturelle

Les tests effectués en convection forcée avec la mousse aluminium chemisée $Al_{c,\text{souff}}$ ne permettent pas de conclure sur l'utilité de l'insertion de caloducs dans la mousse. En effet, la résistance de contact R_{contact} est bien plus grande que la résistance de convection latérale $R_{\text{conv,lat}}$ (tableau 1) et la majorité du flux est donc transmise à l'ambiance directement par convection. Par conséquent, le champ de température est le même dans les deux situations, ce qui est traduit sur la figure 5 par une différence de température adimensionnée ΔT^* nulle. La figure 4.a montre que les résistances thermiques équivalentes R_{eq} des mousses refroidies par convection forcée ($Al_{c,\text{souff}}$) sont plus de dix fois inférieures à celles mesurées en convection naturelle (Al_c , Al et Ac). On comprend que cette différence est due à la forte diminution de la résistance de convection latérale $R_{\text{conv,lat}}$. En effet, celle-ci est estimée à $0,62 K.W^{-1}$ pour

les tests en convection forcée, et augmente fortement (en moyenne à $15,8K.W^{-1}$) pour ceux effectués en convection naturelle (tableau 1).

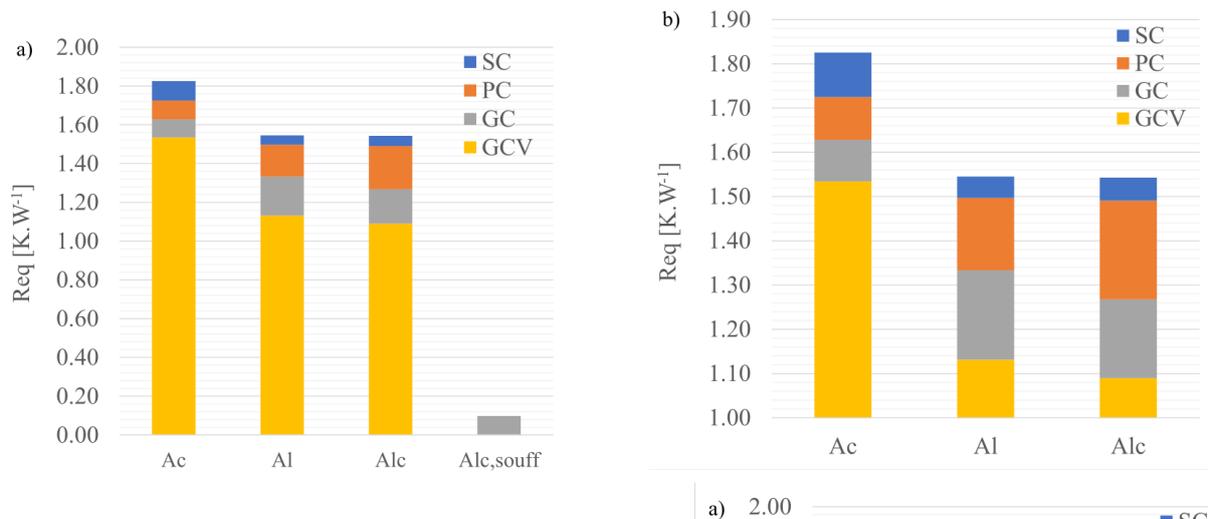


Figure 4 : Résistances thermiques équivalentes des mousses selon la configuration des caloducs : a) totalité des tests comparant convection forcée (souff) et naturelle b) tests en convection naturelle (zoom)

4.2. Influences de la conductivité de la mousse et de la présence de chemisages

La figure 4.b montre que la résistance équivalente de la mousse en acier Ac est plus importante que celle de la mousse en aluminium Al . Sachant que les géométries des deux mousses sont similaires, ce résultat est expliqué par la différence entre les conductivités thermiques de ces deux matériaux (égale à $15 W.m^{-1}.K^{-1}$ pour l'acier et à $237 W.m^{-1}.K^{-1}$ pour l'aluminium) qui multiplie la résistance conductive R_{cond} de la mousse en acier par presque sept par rapport à la mousse en aluminium (tableau 1). L'impact du chemisage sur l'efficacité de la mousse est analysé par comparaison des essais avec les mousses en aluminium non chemisée Al et chemisée Al_c . Pour les configurations GC et GCV, on observe sur la figure 4.b une diminution de la résistance thermique équivalente d'en moyenne 5 % lorsque la mousse est chemisée. Le chemisage permet un meilleur contact thermique entre la mousse et la paroi des caloducs : la résistance $R_{contact}$ est en effet réduite d'un facteur six lorsqu'un chemisage est introduit, quel que soit le type de caloduc (tableau 1).

4.3. Influence de la présence de caloducs

La figure 4.b montre que quelle que soit la mousse utilisée sur le banc "haute température" refroidie par convection naturelle, l'insertion de caloducs diminue sa résistance thermique équivalente R_{eq} . L'insertion de petits caloducs (PC), permet de mieux diffuser la chaleur dans celle-ci. La figure 5 montre en effet qu'ils permettent une meilleure homogénéité en température des mousses Al et Ac , par rapport à la configuration sans caloduc. La limite entre les zones condenseur et évaporateur $z_{évaporateur-condenseur}$ des caloducs (figure 6) est située à mi-hauteur de la mousse : la zone d'évaporation prélève une partie du flux thermique dans la partie inférieure de la mousse et la restitue au niveau de la zone de condensation dans la partie supérieure. Cette limite est plus basse pour la mousse en acier qui est moins conductrice, et l'homogénéisation en température induite par l'insertion des PC encore plus importante. Dans cette situation, l'effet d'ailette assuré par la mousse est amélioré, ce qui diminue sa résistance thermique équivalente. On remarque cependant que l'insertion des petits caloducs dans la mousse en aluminium chemisée Al_c ne permet pas d'amélioration significative de l'homogénéité en température. Pour comprendre ce dernier phénomène, il faut comparer la différence de températures $\bar{T}_p - T_h$ des

mousses sans caloduc Al_c et Al : on observe qu'elle est 5 K moins élevée pour la première que pour la deuxième. Cette meilleure homogénéité entre les essais de référence traduit une réduction de la résistance thermique entre la toile et la mousse, due à la présence des chemisages qui assurent un effet d'ailette, bien plus efficace que l'insertion de petits caloducs.

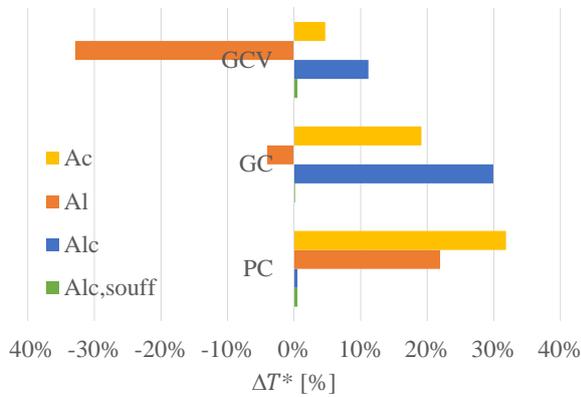


Figure 5 : Homogénéité en température des mousses selon de la configuration des caloducs

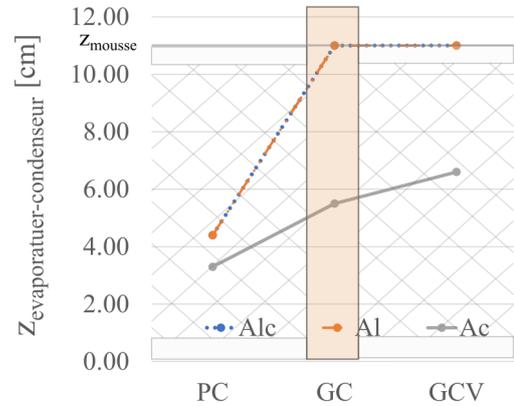


Figure 6 : Hauteur de la limite évaporateur-condenseur des caloducs

L'insertion de grands caloducs (GC) permet de diminuer entre 10 % et 15 % la résistance thermique équivalente des mousses par rapport aux essais sans caloduc. En effet, le coefficient d'échange thermique convectif entre les condenseurs des grands caloducs et l'air ambiant est amélioré : la résistance convective externe $R_{conv,ext}$ est deux à quatre fois inférieure à $R_{conv,lat}$. Par ailleurs, on peut faire l'hypothèse que la température de l'air est plus basse à l'extérieur de la mousse qu'au sein des cellules, où cet air est confiné dans une cellule de 14 mm de diamètre dont les parois sont chauffées. Ainsi, la température de saturation des caloducs diminue, ce qui augmente le flux thermique qu'ils transfèrent. Cependant, si l'on se réfère à la figure 5, cette configuration ne permet pas de mieux homogénéiser la température de la mousse. En effet, on constate que lorsque la longueur de la zone évaporateur correspond à la hauteur du bloc de mousse, le flux thermique n'est plus restitué à la partie supérieure de la mousse et son homogénéité en température est moindre par rapport à la configuration PC, sauf si un chemisage est présent. Dans ce dernier cas, l'insertion de grands caloducs et l'intensification des transferts associée permet de diminuer le gradient de températures de la mousse, par rapport aux configurations SC et PC. Il a en effet été établi dans la section 4.2. que pour la mousse Al_c en configurations SC et PC, l'effet d'ailette du chemisage est le principal phénomène permettant l'homogénéisation en température de la mousse.

Lorsque l'on impose une ventilation à l'extérieur de la mousse (GCV), l'augmentation du coefficient d'échange convectif entre les condenseurs et l'ambiance se traduit par la diminution de $R_{conv,ext}$ et donc de la température de saturation des caloducs T_{sat} et permet de diminuer de 25 % la résistance thermique équivalente du bloc. Cependant, l'augmentation du flux transféré par les caloducs amoindrit d'autant plus l'homogénéité en température de la mousse : en analysant plus spécifiquement les températures T_h et \bar{T}_p , on observe une diminution plus importante de la première que de la deuxième entre les configurations GC et GCV. Une hypothèse probable pour expliquer ce phénomène est que le soufflage externe au-dessus de la mousse intensifie les transferts de chaleur entre la toile supérieure et le milieu ambiant.

5. Conclusion

La présente étude expérimentale montre qu'un soufflage d'air au sein d'une mousse métallique insérée dans la paroi d'un moule d'injection peut permettre son refroidissement efficace, si tant est que la vitesse d'air est suffisamment élevée. Dans ces conditions, il n'a pas été observé d'effet bénéfique de l'insertion de caloducs dans la mousse perpendiculairement à la paroi moulante. Un effet plus significatif pourrait cependant être observé pour de plus hautes températures et demanderait une étude complémentaire. Lorsque la convection interne est naturelle, les caloducs augmentent l'efficacité du transfert de chaleur dans le bloc mousse, efficacité plus importante en présence d'un chemisage de chaque caloduc qui permet un meilleur contact entre la paroi des caloducs et la mousse. De plus, ces chemises créent un effet d'ailette bénéfique à l'homogénéisation en température de la mousse. L'utilisation de caloducs dont la longueur excède celle du bloc favorise le transfert thermique, surtout s'ils sont ventilés. Cependant, ils peuvent être à l'origine de gradients de température plus importants au sein de la mousse. Ce dispositif pourrait permettre le refroidissement de moules dans le domaine de l'injection plastique mais doit être testé dans des conditions de fonctionnement réelles pour s'assurer de sa réponse adéquate aux cycles de températures.

Références

- [1] Xiaorong Xu, Emanuel Sachs, and Samuel Allen. The design of conformal cooling channels in injection molding tooling. *Polymer Engineering & Science*, 41(7) :1265–1279, 2001.
- [2] Yu Wang, Kai Ming Yu, Charlie C.L. Wang, and Yunbo Zhang. Automatic design of conformal cooling circuits for rapid tooling. *CAD Computer Aided Design*, 43(8) :1001–1010, August 2011.
- [3] H. Gries. Cost factor corrosion. *Kunststoffe International*, 100 :32–35, 2010.
- [4] Anandaroop Bhattacharya, V.V. Calmidi, and Roop Mahajan. Transport phenomena in high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 :1017-31, 2002.
- [5] V. V. Calmidi and R. L. Mahajan. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams. *Journal of Heat Transfer*, 121(2) :466-71, 1999.
- [6] Tisha Dixit and Ghosh Indranil. Geometric mean of fin efficiency and effectiveness : a parameter to determine optimum length of open-cell metal foam used as extended heat transfer surface. *ASME. J. Heat Transfer.*, 139(7) : 072002, 2017.
- [7] Prashant Kumar. *Investigation of Kelvin-like solid foams for potential engineering applications : An attractive set of geometrical and thermo-hydraulic properties*. Theses, IUSTI, CNRS UMR 7343, Aix-Marseille Université, September 2014.
- [8] Kashif Nawaz, Jessica Bock, and Anthony M. Jacobi. Thermal-hydraulic performance of metal foam heat exchangers under dry operating conditions. *Journal of Heat Recovery Systems*, 119 :222–232, 2017. Publisher Copyright : © 2017 Elsevier Ltd.
- [9] Stéphane Lips, Alban Agazzi, Ronan Legoff, Antoine Voirand, Elise Berut, Frédéric Lefèvre, and Valérie Sartre. Rupture technologique pour le refroidissement de moules d'injection de polymères : principe et analyse de faisabilité d'un moule sec. In *Congrès de la SFT*, Nantes, France, June 2019.

Remerciements

Les travaux présentés ont été financés via le projet FUI 24 Régions OUMOISS. Les auteurs remercient le CTIF (Centre Technique des Industries de la Fonderie) et la société Innomolds, partenaires du projet, pour la fabrication et le perçage des mousses métalliques.