

# Conception d'un outillage de mise en œuvre des composites à haute dynamique thermique via l'utilisation de structures lattices

Matthis BALTHAZAR<sup>1,2,\*</sup>, Nicolas BAUDIN<sup>2</sup>, Denis EDELIN<sup>2,3</sup>, Sébastien GUEROULT<sup>1</sup>, Vincent SOBOTKA<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Institut de Recherche Technologique Jules Verne, 44 340 Bouguenais, France

<sup>2</sup> Nantes Université, Laboratoire de Thermique et Énergie de Nantes UMR CNRS 6607, 44 300 Nantes, France

<sup>3</sup> ICAM Ouest, 44 470 Carquefou, France

\*(auteur correspondant : matthis.balthazar@etu.univ-nantes.fr)

**Résumé** - La gestion de la thermique lors des processus de mise en forme de pièces composites étant un point clé de la qualité finale de la pièce produite, il est primordial de maîtriser dans l'espace et dans le temps le champ de température à la surface de l'outillage. L'utilisation d'un milieu poreux, ici des structures lattices dans lesquelles un fluide va circuler permet d'améliorer et de maîtriser spatialement les échanges thermiques. Cet article vise à évaluer l'influence de la géométrie de la structure lattice sur les échanges thermiques et la perte de charge, qui sont deux points déterminants dans les outillages de mise en forme de composites.

## Nomenclature

$A$	surface, m <sup>2</sup>	$\rho$	masse volumique, kg.m <sup>-3</sup>
$c_p$	capacité thermique massique, J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\varphi$	porosité
$d$	diamètre, m	$\phi$	flux de chaleur, W
$L$	longueur, m	<i>Indices et exposants</i>	
$P$	pression, Pa	<i>avg</i>	moyenne
$\dot{q}$	densité de flux thermique, W.m <sup>-2</sup>	$b$	brin
$T$	température, K	$c$	contact
$v$	vitesse, m.s <sup>-1</sup>	<i>ifps</i>	interface fluide / plaque supérieure
$V$	volume, m <sup>3</sup>	<i>ilps</i>	interface lattice / plaque supérieure
$y^+$	distance à la paroi adimensionnelle	<i>in</i>	entrée
<i>Symboles grecs</i>		<i>max</i>	maximum
$\eta$	proportion	<i>out</i>	sortie
$\Theta$	indice de dépendance au maillage	<i>st</i>	surface de travail
$\lambda$	conductivité thermique, W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>		
$\mu$	viscosité dynamique, kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>		

## 1. Introduction

L'utilisation des matériaux composites ne cesse d'augmenter, en particulier dans l'industrie du transport. La mise en forme de ces pièces est un réel enjeu car les propriétés de celles-ci dépendent de nombreux paramètres, dont un est essentiel : la gestion de la thermique lors du cycle de fabrication. L'apport et l'évacuation de la chaleur dans la pièce doivent donc être maîtrisés afin de garantir la qualité de la pièce et une cadence de fabrication élevée. Une mauvaise gestion de la thermique lors de la mise en forme peut entraîner des défauts visuels et mécaniques [1], [2], [3], ou géométriques [4]. La productivité du procédé, est largement dépendante du temps de refroidissement de la pièce mise en forme. Ainsi, dans le cas des

procédés de thermo-estampage ou de moulage par injection, plus de 50 % du temps de cycle est dédié au refroidissement de la pièce [5], [6]. Traditionnellement, la gestion thermique de l'outillage est assurée par des canaux dans lesquels circule un fluide à température et débit imposé. Cependant, la distance entre les canaux et la surface de l'outillage ( $L_1$ , figure 1) va être limitée par deux aspects : la résistance mécanique et le marquage thermique. Le temps de réponse thermique va être contraint par cette distance. Une alternative aux approches classiques est l'utilisation d'un milieu poreux constitué de structures lattices cubiques dans lequel un fluide de régulation va circuler. Ces structures poreuses peuvent être intégrées dans les outillages au plus près de la surface (à une distance  $L_2 < L_1$ ) car elles apportent un renfort structurel, et évitent le marquage thermique grâce à un écoulement sous forme de « nappe ». L'inertie ther-

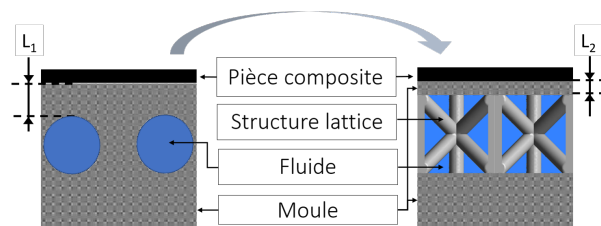


Figure 1 : Refroidissement classique par canaux (gauche) système proposé (droite)

mique peut alors être fortement réduite. Cette solution a pour objectif de réduire au maximum le temps de réponse thermique de l'outillage lorsqu'il est soumis à des variations de température, mais aussi de pouvoir concentrer localement les puissances à évacuer ou à apporter en adaptant spatialement la porosité de la structure. L'utilisation de telles structures est envisageable grâce aux récents progrès au niveau de la fabrication additive permettant de réaliser des formes complexes, comme les structures lattices, qui ne peuvent pas être réalisées en usinage.

### 1.1. Géométries des cellules étudiées

Dans cette étude, quatre géométries de cellules unitaires cubiques (cubique centrée : BCC et cubique à faces centrées : FCC) de dimensions extérieures  $10\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$  ont été utilisées. Les géométries ont été sélectionnées de manière à respecter la contrainte d'angle d'inclinaison des brins de la structure qui ne doit pas excéder  $45^\circ$  afin d'être imprimées sans avoir besoin de structure support. Les différentes géométries sont comparées à porosités égales ( $\varphi = V_{pores}/V_{total} = 0.8$ ) en faisant varier le diamètre des brins ( $d_b$ ) d'une géométrie à l'autre afin d'avoir un volume de fluide égal. Les cellules étudiées (figures 2a, 2b, 2c, et 2d) ainsi que leurs caractéristiques ( $d_b$  et  $A_c$  la surface de contact avec le fluide) sont présentées dans le tableau 1.

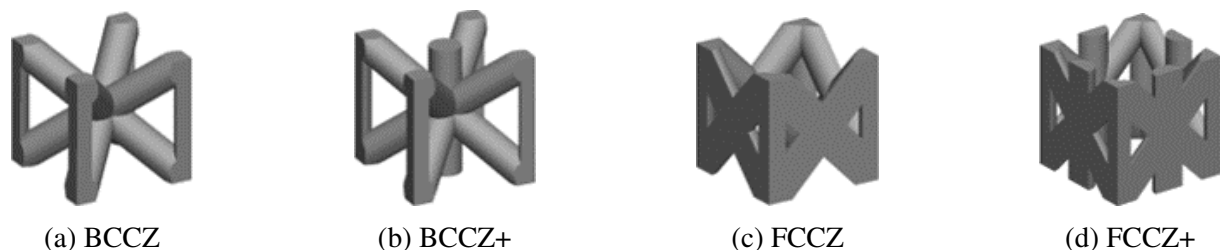


Figure 2 : Géométries de cellules étudiées

	$d_b$	$A_c$
	m	m <sup>2</sup>
BCCZ	$2,00.10^{-3}$	$351.10^{-6}$
BCCZ+	$1,90.10^{-3}$	$365.10^{-6}$
FCCZ	$2,25.10^{-3}$	$305.10^{-6}$
FCCZ+	$1,96.10^{-3}$	$350.10^{-6}$

Tableau 1 : Paramètres des différentes cellules unitaires pour  $\varphi = 0.8$

## 2. Méthode numérique

L'étude numérique a pour but d'analyser les échanges thermiques ainsi que l'écoulement d'un fluide ayant lieu dans un système composé d'un canal contenant une succession de cellules élémentaires dans lesquelles un fluide circule afin de refroidir une plaque supérieure où un flux de chaleur est appliqué. Le système est alors dans une configuration de refroidissement. La résolution numérique de l'écoulement du fluide couplé aux transferts thermiques est effectuée grâce à la méthode des volumes finis via le logiciel *Fluent*. L'étude est réalisée en trois dimensions, en régime stationnaire et plusieurs hypothèses sont émises : 1) propriétés thermophysiques constantes, 2) écoulement incompressible, 3) écoulement en régime permanent, 4) pas d'effet de la gravité.

### 2.1. Domaine de calcul et conditions aux limites

Le domaine d'étude est constitué d'une partie supérieure et une inférieure entre lesquelles se trouve la structure lattice où circule le fluide. Ces trois domaines sont considérés en acier et la partie fluide est constituée d'eau liquide. Les différentes propriétés des domaines précédents sont précisées tableau 2. Une longueur d'entrée est présente afin d'assurer un écoulement complètement développé et établi à l'entrée de la structure lattice. La longueur de sortie est quant à elle présente pour éviter des problèmes de contre-pression. Une vitesse et température constantes d'entrée sont appliquées. Les structures utilisées étant symétriques, seulement la moitié de la configuration a été simulée. Enfin, un flux de chaleur homogène et constant est appliqué sur la partie supérieure du système : surface de travail (comme ci-dessous en figure 3). Les valeurs utilisées pour les simulations sont disponibles dans le tableau 3.

	$\rho$	$\lambda$	$c_p$	$\mu$
	kg.m <sup>-3</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
Eau	998.2	0.6	4182	0.001
Acier	8030	16.3	502.5	

Tableau 2 : Propriétés physiques des matériaux utilisés dans les simulations

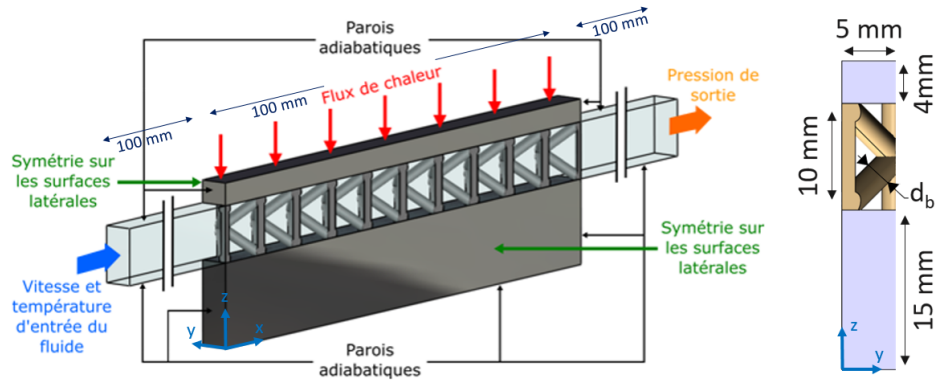


Figure 3 : Conditions aux limites du domaine de calcul

	Paramètre	Valeur
Température d'entrée	$T_{in}$	300 K
Vitesse d'entrée	$v_{in}$	1 m.s <sup>-1</sup>
Pression de sortie	$P_{out}$	0 Pa
Densité de flux de chaleur	$\dot{q}$	250 000 W.m <sup>-2</sup>

Tableau 3 : Conditions utilisées pour les simulations

## 2.2. Modèle de turbulence

Afin de modéliser l'écoulement qui dans notre cas est turbulent (nombre de Reynolds de 10 000 en entrée du domaine lorsque  $v_{in} = 1 \text{ m.s}^{-1}$ ) il est nécessaire d'utiliser un modèle de turbulence adapté à notre étude. Ici, le modèle doit être adapté à un écoulement dans un milieu poreux et au couplage avec les transferts thermiques. De nombreux auteurs étudiant des systèmes similaires [7], [8], [9], [10] ont utilisé le modèle  $k-\omega$  SST avec de bons résultats en comparaison à l'expérimental. Ce modèle de turbulence donne des résultats fiables en proche paroi pour des écoulements laminaires et turbulents [9], [10]. Le modèle  $k-\omega$  SST sera donc celui retenu pour cette étude.

## 2.3. Maillage et convergence en maillage

Le maillage des parties fluide et solides a été réalisé à l'aide d'Ansys Mesh. Les mailles sont prismatiques dans la zone d'inflation et tétraédriques dans le reste du domaine. Une trentaine de couches d'inflation a été générée proche des parois et la valeur de  $y^+$  à la paroi est inférieure à 1. Une convergence en maillage a été menée afin de s'assurer que les résultats ne dépendent pas du nombre de mailles utilisées (tableau 4). Pour cette convergence en maillage, deux variables d'intérêt ont été comparées : la température moyenne sur la surface de travail ( $T_{avg,st}$ ) ainsi que la perte de charge ( $\Delta P$ ). L'indice de dépendance au maillage est défini de la manière suivante (équation 1) :

$$\Theta = \frac{|i_{\text{maillage fin}} - i_{\text{maillage grossier}}|}{i_{\text{maillage fin}}} \times 100 \quad (1)$$

Le maillage est considéré comme suffisamment fin lorsqu'il ne génère plus de variations significatives sur les variables d'intérêt.

	<i>Elements</i>	$T_{avg,st}$	$\Theta$	$\Delta P$	$\Theta$	Remarque
	-	K	%	kPa	%	
BCCZ	1 546 238	377,6	0,13	14,7	7,3	
	2 790 528	377,2	0,03	13,9	1,5	
	3 800 544	377,1	—	13,7	—	Accepté
BCCZ+	1 866 084	376,5	0,16	20,4	2	
	2 779 337	376	0,03	20,4	2	
	3 827 453	375,9	—	20,2	—	Accepté
FCCZ	1 196 880	376,5	0,13	24,7	2,1	
	2 059 988	376,1	0,03	24,5	1,2	
	3 005 024	376	—	24,2	—	Accepté
FCCZ+	1 807 862	375,7	0.08	41,4	1.9	
	2 951 924	375,5	0.03	42,1	0.2	
	4 117 487	375.4	—	42.2	—	Accepté

Tableau 4 : Convergence en maillage des différentes géométries

### 3. Résultats numériques

#### 3.1. Champ de température à la surface de l'outillage

Les champs de température à la surface supérieure du système, où est appliqué le flux de chaleur sont disponibles figure 4. On y trouve les résultats des différentes configurations, et la comparaison avec un canal vide. Le tableau 5, présente les résultats de température moyenne ( $T_{avg,st}$ ), d'écart type ( $\sigma_{T,st}$ ) ainsi que la température max ( $T_{max,st}$ ) au niveau de la surface de travail. On constate donc que l'efficacité d'échange thermique est largement améliorée grâce à l'utilisation des structures lattices, car les températures moyenne et maximum sont beaucoup plus faibles. Le refroidissement de la pièce composite se fera donc plus rapidement, le temps de cycle sera alors réduit. De plus, on voit que grâce à l'utilisation des structures lattices l'uniformité du champ de température est améliorée car l'écart type  $\sigma_{st}$  est plus faible ; ce qui est un paramètre important lors de la mise en forme des pièces composites.

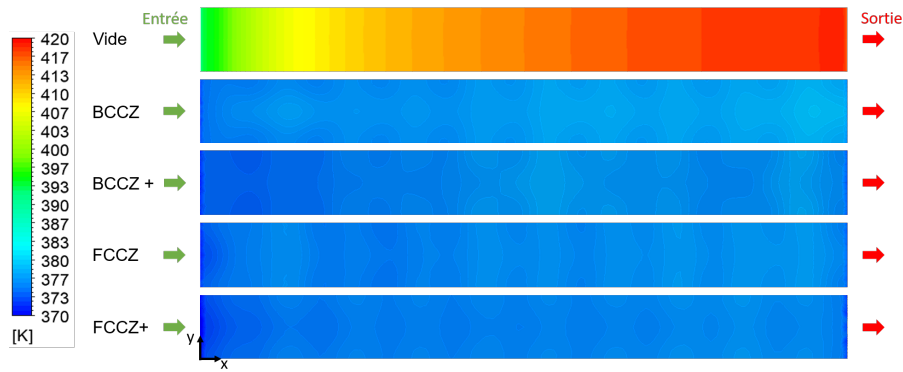


Figure 4 : Champ de température de la surface de travail

	$T_{avg,st}$	$T_{max,st}$	$\sigma_{st}$
	K	K	K
Canal vide	412,9	418,4	6,1
BCCZ	377,1	379,1	1
BCCZ+	375,9	377,7	1,1
FCCZ	376	377,1	0,8
FCCZ+	375,5	376,8	0,9

Tableau 5 : Résultats de la température de surface de travail

### 3.2. Répartition du flux de chaleur

L'évacuation du flux de chaleur peut se faire de deux manières différentes dans notre système. La première, par convection via le contact direct entre le fluide et la plaque supérieure. Cette interface fluide / plaque supérieure, représentée en bleu en figure 5 est nommée  $A_{ifps}$ . La chaleur peut aussi être évacuée par conduction dans les brins de la structure lattice en passant par les surface en rouge :  $A_{ilps}$ . Les fractions surfaciques de ces différentes surfaces sont reportées tableau 6. Le flux de chaleur appliqué sur la surface de travail est de  $250 W$ . Le flux de chaleur évacué par convection directe entre le fluide et la plaque supérieure est noté  $\phi_{ifps}$ , et celui évacué par conduction dans les brins de la structure  $\phi_{ilps}$ . La proportion de flux évacuée par effet d'ailette via la conduction dans les brins de la structure est notée  $\eta_{\phi,ilps}$ . On voit alors tableau 6 que l'évacuation du flux de chaleur se fait majoritairement par convection directe entre le fluide et la plaque supérieure. Au niveau des quatre géométries utilisées,  $\eta_{\phi,ilps}$  est faible, l'effet d'ailette n'est donc pas le phénomène prépondérant permettant l'amélioration des échanges thermiques dans notre cas. Cela vient des caractéristiques de l'écoulement qui sont présentées dans la partie suivante.

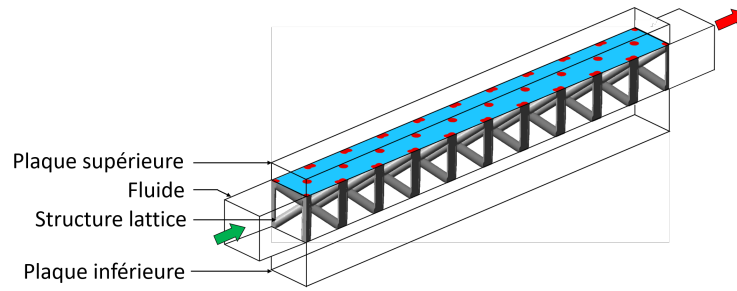


Figure 5 : Schéma des différentes surfaces en contact avec la plaque supérieure

$$\eta_{ilps} = \frac{A_{ilps}}{A_{ilps} + A_{ifps}} \quad (2)$$

$$\eta_{\phi,ilps} = \frac{\phi_{ilps}}{\phi_{ifps} + \phi_{ilps}} \quad (3)$$

	$\eta_{ilps}$ %	$\phi_{ilps}$ W	$\phi_{ifps}$ W	$\eta_{\phi,ilps}$ %
BCCZ	7,2	18,5	231,5	7,4
BCCZ+	9,3	24,6	225,4	9,8
FCCZ	6,8	16,8	233,2	6,7
FCCZ+	11,1	30,2	219,8	12,1

Tableau 6 : Évacuation du flux de chaleur

### 3.3. Écoulement du fluide

L'écoulement, étant responsable de la convection, est analysé dans cette partie. En figure 6, on retrouve les vecteurs vitesses normalisés au sein d'une cellule unitaire suivant deux plans. Un premier plan (P1) proche de la paroi supérieure (à  $2 \cdot 10^{-4}$  m), et un deuxième (P2) orthogonal à la plaque supérieure et parallèle à l'écoulement d'entrée placé à 1/4 de la section.

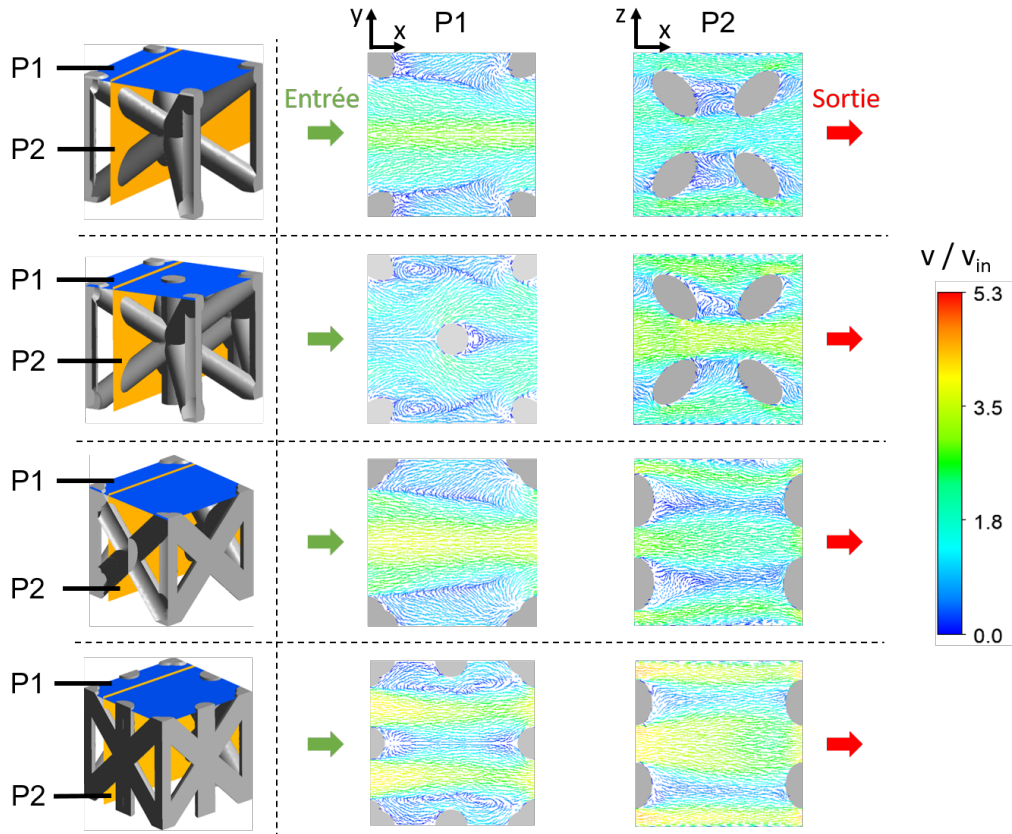


Figure 6 : Vecteurs vitesses normalisés dans différents plans pour les quatre géométries de cellules

On remarque dans les plans P1, sous la surface supérieure que la vitesse du fluide est élevée. Dans ces plans, on observe également des régions où l'écoulement est tourbillonnaire. Ces deux phénomènes vont favoriser le transport par convection. Dans le plan P2, on retrouve aussi un fort mélange du fluide ainsi qu'une vitesse d'écoulement élevée évitant la formation d'une couche de fluide chaude sous la surface à refroidir. Cependant, un des inconvénients des structures poreuses comme celles-ci est la perte de charge générée (tableau 4). On voit que les structures engendrent un fort impact sur la perte de charge, il convient donc de choisir celle proposant le meilleur compromis entre efficacité thermique et hydraulique.

#### 4. Conclusion

Ce travail numérique a permis de modéliser l'écoulement d'un fluide au sein d'une structure lattice, couplé aux transferts thermiques afin d'analyser ces deux physiques. On voit que la géométrie de la structure a une plus forte influence sur la perte de charge que sur les transferts thermiques. La structure poreuse agit plutôt comme un amplificateur de turbulence, et l'effet d'ailette n'est pas le phénomène prépondérant au niveau des transferts thermiques. La conductivité de la structure lattice joue alors peu sur les transferts thermiques, ce qui rend possible l'utilisation d'une structure en polymère, moins coûteuse, si celle-ci satisfait le critère de résistance mécanique attendu. On remarque également la bonne homogénéité au niveau du champ de température à la surface de notre système, ce qui est un point essentiel pour la mise en forme de pièces composites. L'efficacité accrue des transferts thermiques comparée à un canal vide permettra en plus d'avoir une meilleure homogénéité du champ de température, une réduction du temps de cycle, en atteignant une température cible en un temps réduit. L'utilisation



des structures lattices pour le contrôle thermique des outillages permettrait alors d'augmenter la qualité des pièces produites en contrôlant finement le champ de température à la surface de l'outillage, tout en diminuant le temps de refroidissement des pièces mises en forme.

## Références

- [1] G. Wang, G. Zhao, X. Wang, Experimental research on the effects of cavity surface temperature on surface appearance properties of the moulded part in rapid heat cycle moulding process, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1293-1310 (2013)
- [2] M. J. Oliveira, A. M. Brito, M. C. Costa, M. F. Costa, Gloss and surface topography of ABS : A study on the influence of the injection molding parameters, *Polymer Engineering and Science*, 1394-1401 (2006)
- [3] G. Lucchetta and M. Fiorotto, Influence of rapid mould temperature variation on the appearance of injection-moulded parts, *Journal of Mechanical Engineering*, 683-688 (2013)
- [4] W. C. Bushko, V. K. Stokes, Solidification of Thermoviscoelastic Melts. Part 3 : Effects of Mold Surface Temperature Differences on Warpage and Residual Stresses, *Polymer engineering and science*, 322-335 (1996)
- [5] A. AGAZZI, Contribution à l'optimisation de la thermique des outillages dans le procédé d'injection des polymère, *Université de Nantes*, (2011)
- [6] R. McCool, A. Murphy, R. Wilson, Z. Jiang, M. Price, J. Butterfield, P. Hornsb, Thermoforming carbon fibre-reinforced thermoplastic composites, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L : Journal of Materials : Design and Applications*, 91-102 (2012)
- [7] S. Yun, J. Kwon, D. Chan Lee, H. Ho Shin, Y. Kim, Heat transfer and stress characteristics of additive manufactured FCCZ lattice channel using thermal fluid-structure interaction model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149 (2020)
- [8] S. Yun, D. Chan Lee, D. Soo Jang, M. Lee, Y. Kim, Numerical analysis on thermo-fluid-structural performance of graded lattice channels produced by metal additive manufacturing, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 193 (2021)
- [9] N. H. Naqiuddin, L. H. Saw, M. C. Yew, F. Yusof, H. M. Poon, Z. Cai, H. S. Thiam, Numerical investigation for optimizing segmented micro-channel heat sink by Taguchi-Grey method, *Applied Energy*, 437-450 (2018)
- [10] D. Liang, W. Bai, W. Chen, M. K. Chyu, Investigating the effect of element shape of the face-centered cubic lattice structure on the flow and endwall heat transfer characteristics in a rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2020)

## Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier le financement qu'ils ont reçu du programme PERFORM géré par l'IRT Jules Verne (Institut de Recherche Technologique).