

Prédiction des performances thermo-hydrauliques de mini-canaux ondulés obtenus par fabrication additive

Nathan RICHERMOZ¹, Damien GLORIOD¹, Thierry BAFFIE², Pierre COSTE¹, Zoé ANXIONNAZ-MINVIELLE^{1*}

¹ Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, Laboratoire des Composants et Systèmes Thermiques, F-38000, Grenoble, France

² Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, Laboratoire Modélisation et Matériaux pour la Métallurgie, F-38000, Grenoble, France

* (auteur correspondant : zoe.minvielle@cea.fr)

Résumé - La fabrication additive (FA) permet d'envisager de nouvelles géométries prometteuses pour optimiser les performances des échangeurs de chaleur par exemple. Néanmoins, dans le cas de milli-canaux (diamètres entre 2 et 4 mm), ce mode de fabrication crée de nouveaux motifs rugueux non maîtrisés ce qui induit des comportements thermo-hydrauliques difficilement prédictibles. L'objectif de ce travail est d'étudier les performances thermo-hydrauliques de milli-canaux obtenus par FA. Les données expérimentales produites sont ensuite utilisées pour valider le modèle numérique proposé dans le cadre de ces travaux et intégrant l'effet des rugosités/aspérités et la déformation de la géométrie dans une gamme de Reynolds de 200 à 6 000. Les résultats expérimentaux et numériques sont cohérents et ne nécessitent pas de paramètres d'ajustement.

Nomenclature

A	Aire d'échange, m ²	Q	Débit volumique, m ³ ·s ⁻¹
dh	Diamètre hydraulique, m	R_a	Rugosité moyenne, m
k_s	Paramètre ESGR, m	Re	Nombre de Reynolds, -
ΔP	Pertes de charge, Pa	U	Coeff. de transfert thermique, W·m ⁻² ·K ⁻¹
		V	Volume de fluide, m ³

1. Introduction

Le potentiel de la Fabrication Additive (FA) pour les composants thermiques est connu depuis une quinzaine d'années maintenant, notamment pour des applications de dissipateur thermique [1]. Les possibilités de conception offertes par la FA permettent maintenant d'envisager de nouvelles géométries d'échangeurs de chaleur [2]. Cependant, ce procédé étant récent, les topologies de surface ne sont encore pas toujours maîtrisées et dépendent fortement des paramètres d'impression [3–6]. Des rugosités relatives jusqu'à 38% du diamètre hydraulique peuvent ainsi être observées dans les mini-canaux ainsi qu'un affaissement des plafonds [7–10], des obstructions partielles ou des déformations de la section de passage ($\pm 30\%$ de variation du diamètre hydraulique) [4,5,11–14]. Cela mène à des difficultés de prédiction des performances thermo-hydrauliques à partir des géométries idéales (vues CAO, Conception Assistée par Ordinateur) pouvant conduire à un facteur 2 entre les facteurs de friction mesurés et ceux estimés à partir de la loi de Blasius [15]. Les travaux de recherche concernant la modélisation de rugosités ne sont pas nouveaux mais dans le cas de la FA les caractéristiques des motifs rugueux sont telles que les modèles classiques ne sont pas applicables ou validés.

Dans les mini-canaux, l'écoulement est particulièrement sensible à ces défauts et aux valeurs importantes de rugosité relative et deux approches numériques se distinguent [16]. La première est la simulation des rugosités qui consiste en la représentation géométrique explicite, plus ou

moins idéalisée de la surface rugueuse. Ainsi, les creux et les bosses des rugosités sont maillés. La représentation se fait soit à l'aide de figures géométriques prédéfinies (cônes, cylindres,...) soit à l'aide de fonctions mathématiques. Cela requiert de connaître et caractériser la topologie de surface et donc d'y avoir accès (mesures destructives ou surfaces libres) et de disposer de moyens de calculs conséquents. La 2nde approche est la modélisation des rugosités par un modèle de paroi appliqué sur une surface lisse. Des corrélations sont ensuite proposées pour renseigner les paramètres des modèles de paroi [17].

Nos travaux concernent des mini-canaux ondulés obtenus par FA. Cette géométrie est notamment intéressante pour des applications d'échangeur/réacteurs car elle permet d'abaisser la transition entre régimes laminaire et turbulent et donc une intensification des transferts thermique et massique dès les nombres de Reynolds de 200 [18]. L'objectif est d'évaluer la pertinence et de valider expérimentalement le modèle de prédiction des performances thermo-hydrauliques développé dans les travaux de Stimpson et al. [19] dont l'intérêt principal réside dans l'existence d'une corrélation simple fondée sur la mesure de la rugosité moyenne seule. Les résultats expérimentaux sont dans un 1^{er} temps présentés et permettent la comparaison des performances des mini-canaux obtenus par FA et par CIC (Compaction Isostatique à Chaud, référence paroi lisse). L'étude numérique est ensuite détaillée et se conclut par une étude de sensibilité aux paramètres du modèle.

2. Dispositif expérimental

L'installation expérimentale est composée d'un bain thermostaté, d'une pompe à entraînement magnétique et de l'instrumentation adéquate, à savoir des débitmètres Coriolis, des sondes de températures Pt100 et un capteur de pression différentielle. Elle permet la caractérisation des performances thermiques et des pertes de charge de milli-canaux ondulés (cf Figure 1) de diamètre hydraulique 2 mm obtenus par FA ou par CIC. Le fluide chaud (eau) circule dans le canal zigzag tandis que l'eau refroidie circule en paroi.

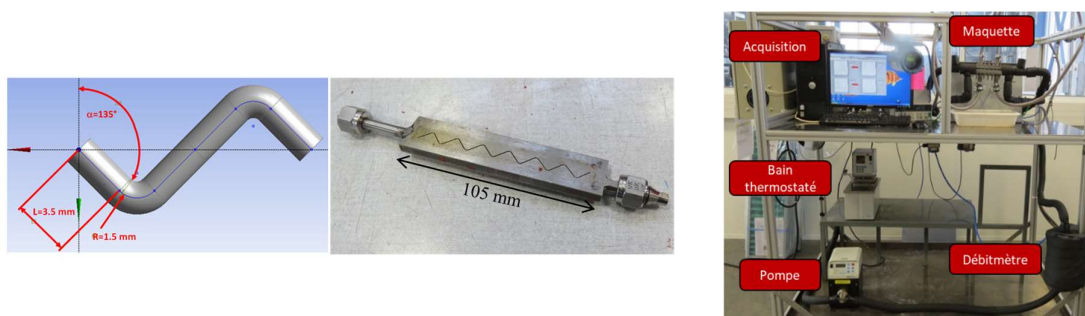


Figure 1 : Vue CAO du canal zigzag (à gauche) et photographies d'une maquette FA (au milieu) et du dispositif expérimental (à droite).

Le coefficient de transfert de chaleur global est déterminé à partir des mesures de débits et de températures aux bornes du canal. Le traitement des données expérimentales ainsi que les incertitudes associées sont détaillés dans l'article de Richermoz et al. [16]. Les maquettes sont obtenues par Fusion Laser sur Lit de Poudre à partir d'une poudre ($10\text{-}45 \mu\text{m}$) d'alliage 600 (Inconel). Elles sont ensuite testées en l'état sans post-traitement. Les microstructures et les propriétés mécaniques ont été étudiées dans des travaux précédents [20,21] et ont permis, notamment de démontrer que ce matériau était compatible avec le procédé de FA et que les échantillons avaient une densité proche de 100%. Une maquette de 'référence' obtenue par CIC lors de travaux antérieurs [22] permet de comparer l'effet du procédé de fabrication sur les performances.

Les maquettes ont été fabriquées en plusieurs exemplaires afin d'en découper certaines pour les mesures de rugosité. Les caractéristiques géométriques sont résumées dans le Tableau 1 :

Procédé de fabrication	Section de passage	Diamètre hydraulique	Ra (rugosité moyenne)	Rz (rugosité max.)
FA	Circulaire et carrée	2 mm	~ 6,8 μm	~ 60 μm
CIC	Carrée	2 mm	0,23 μm	1,78 μm

Tableau 1 : Caractéristiques des mini-canaux zigzag.

3. Caractérisations expérimentales

3.1. Performances thermo-hydrauliques

Les performances thermiques de la maquette obtenue par FA sont supérieures à celles de la maquette lisse (CIC) avec une augmentation moyenne du nombre de Nusselt de l'ordre de 80% à iso-Reynolds. Ce résultat, également observé dans la littérature [23,24], est dû aux rugosités plus importantes de la FA. Evidemment, cette amélioration se fait au détriment des pertes de charge jusqu'à 37% supérieures dans la maquette FA. Si l'on considère des critères globaux, à savoir le facteur d'intensification $U \cdot A/V$ ($\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$) en fonction de la puissance de pompage volumique $Q \cdot \Delta P/V$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$), les performances de la maquette FA restent intéressantes par rapport à la maquette lisse comme illustré ci-dessous (Figure 2) :

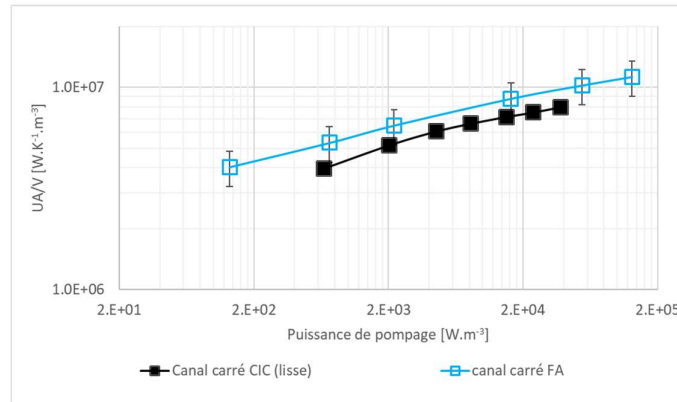


Figure 2 : Facteur d'intensification vs. puissance de pompage selon le procédé de fabrication.

D'un point de vue global, le canal obtenu par FA reste 30% plus performant que la même géométrie mais lisse. Le procédé de FA demeure donc intéressant malgré les rugosités importantes et cela même sans mentionner les nouvelles possibilités de conception.

3.2. Caractérisations dimensionnelles

Les grandeurs géométriques du canal de section circulaire obtenu par FA ont été caractérisées par tomographie RX-3D (CT-scans, cf. Figure 3) et comparées aux dimensions CAO. Les résultats soulignent l'effet de l'orientation des parois lors de la fabrication sur la topologie de surface. Les sections de passage sont légèrement inférieures aux valeurs théoriques et les parois au plafond sont plus rugueuses que celles au plancher. De plus, la section de passage théoriquement circulaire est ovalisée avec des réductions de passage importantes au niveau des coudes.

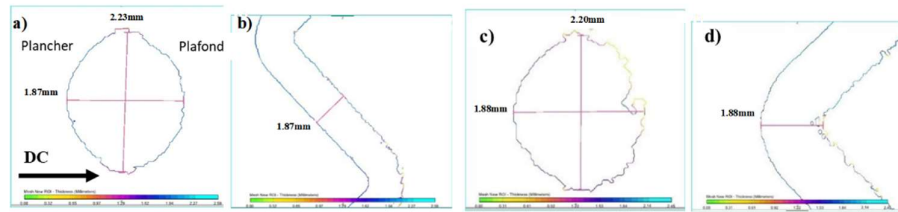


Figure 3 : Sections de passage observée par tomographie dans les sections droites (a et b) et dans les coudes (c et d) (DC=Direction de Construction).

4. Etude numérique

4.1. Domaine de calcul

Afin de prendre en compte les effets de conduction, la géométrie comprend les parties solides autour du canal zigzag telle qu'illustré ci-dessous (Figure 4a). Des portions droites en amont et en aval du canal ont été ajoutées pour stabiliser numériquement l'écoulement et limiter les réentrées de fluide en sortie du domaine de calcul, sources d'instabilité numérique. A partir des mesures effectuées par tomographie, l'asymétrie du canal a été prise en compte (cf. Figure 4b).

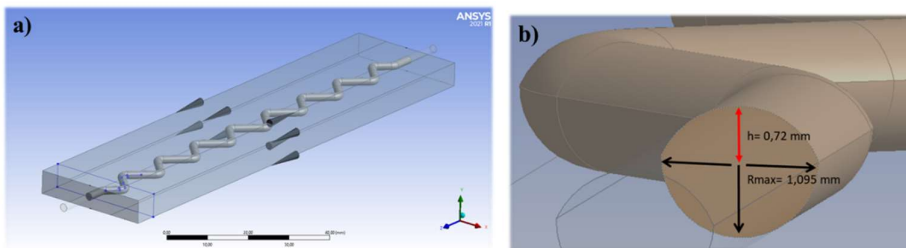


Figure 4 : Géométrie de calcul ; vue complète (à gauche) et zoom section de passage (à droite).

4.2. Conditions aux limites et maillage

Un coefficient de transfert convectif et une température ambiante constante sont appliqués aux faces externes du domaine de calcul. La loi de Colburn est utilisée pour définir le coefficient ($23\,670\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$). Le débit ($1\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) et la température du fluide ($38,9^\circ\text{C}$) sont imposés à l'entrée du canal. La pression est imposée en sortie.

Le maillage, après étude de sensibilité sur la perte de charge et la différence de température entrée/sortie, a été réalisé avec des mailles poly-hexcore pour un total de 682 559 mailles dans le domaine fluide (cf. Figure 5).

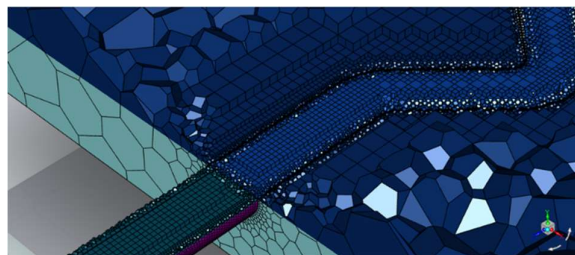


Figure 5 : Illustration du maillage.

Le maillage est raffiné à la paroi pour éviter de faire appel à une loi de paroi dans le cas où l'influence des rugosités est négligeable. La distance adimensionnelle entre la paroi et la 1^{ère} maille (y^+) est comprise entre 0,2 et $2 \cdot 10^{-3}$.

4.3. Modèle de turbulence et modèle de rugosité

Le modèle RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) est utilisé. Certains auteurs [17] ont démontré la pertinence de ce modèle pour des applications similaires de modélisation de surfaces rugueuses issues de FA. Un modèle de turbulence est requis en raison de la configuration zigzag du canal qui permet d'abaisser la transition entre régime laminaire et régime turbulent autour de $Re=200$ [18,25]. Ainsi, même si l'étude numérique est réalisée pour des Reynolds compris entre 200 et 6 000, l'écoulement est considéré comme étant turbulent.

Comme observé grâce aux caractérisations de tomographie et comme évoqué dans la littérature [5], la rugosité dépend de l'orientation des surfaces durant la phase de construction. Dans notre cas, nous supposons une rugosité homogène, ce qui représente une 1^{ère} source d'incertitudes. La 2^{ème} source d'erreur provient de la mesure de rugosité en elle-même [19]. Enfin, lorsqu'il s'agit de modéliser la rugosité, une 3^{ème} hypothèse intervient et concerne la transposition de la mesure de rugosité moyenne au modèle ESGR (Equivalent Sand Grain Roughness). Cela fait l'objet de travaux depuis une cinquantaine d'années et l'option retenue en 1^{ère} approche dans notre étude est d'utiliser la corrélation proposée par Stimpson et al. [19] qui a été établie dans un contexte similaire de FA :

$$\frac{k_s}{D_h} = 18 \cdot \frac{R_a}{D_h} - 0.05 \quad (1)$$

Les auteurs ont établi cette corrélation dans des canaux droits, imprimés avec un angle de 45° (15° dans notre étude) et dont les diamètres hydrauliques varient entre 0.415 et 1.246 mm (2 mm dans notre cas). Nous avons utilisé une rugosité moyenne (provenant de nos mesures expérimentales) de $6,8 \mu\text{m}$. Cette valeur provient des parois verticales, et donc les plus lisses, des canaux zigzag. Stimpson et al. [5] ont mesuré des rugosités moyennes de surfaces imprimées selon diverses orientations et proposent, dans le cas de l'Inconel qui est notre matériau, d'utiliser un ratio de 1,75 entre la surface verticale et les surfaces à 45° . Dans ce cas, cela nous conduit à un R_a de $12 \mu\text{m}$ et donc à un $k_s=120 \mu\text{m}$. Ce paramètre ESGR est ensuite implémenté dans le modèle *High Roughness (Icing)* de Ansys Fluent.

4.4. Résultats de l'étude numérique

4.4.1. Validation du modèle

Les résultats numériques sont comparés aux valeurs expérimentales en termes de nombre de Nusselt (Figure 6a) et de nombre de Fanning (Figure 6b) en fonction du nombre de Reynolds. La zone correspondant à $\pm 20\%$ est indiquée en rouge pointillé. Les données expérimentales ont été traitées en considérant la déformation illustrée Figure 4b et donc un diamètre hydraulique de 1,94 mm au lieu de 2 mm.

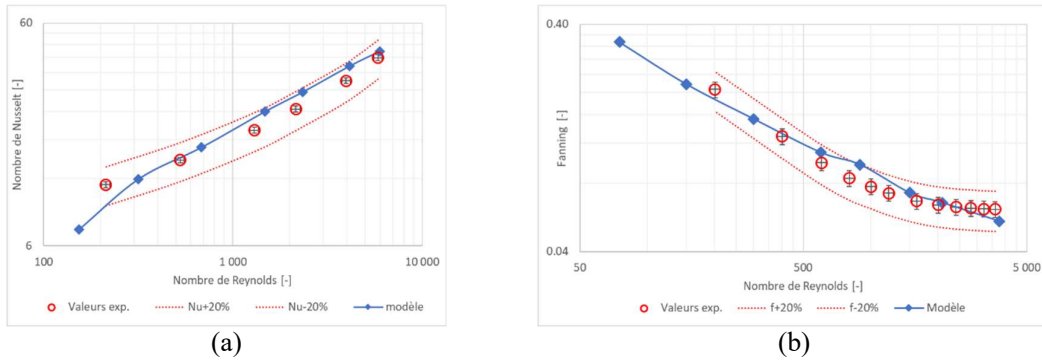


Figure 6 : Comparaison des Nombres de Nusselt (a) et de Fanning (b) obtenus expérimentalement et numériquement.

La prédiction du Nusselt est satisfaisante avec une surestimation de la part du modèle de l'ordre de 10%. L'erreur moyenne concernant le nombre de Fanning est également de l'ordre de 10%. Le point correspondant à un Reynolds de 897 semble hors tendance et a effectivement rencontré des problèmes de convergence numérique.

Ainsi, les deux approches suivies dans cette étude, à savoir (i) l'utilisation d'une corrélation pour le paramètre ESGR sur la base de la mesure de la rugosité moyenne et (ii) la prise en compte de la déformation par rapport à la vue CAO semblent prometteuses, d'autant plus qu'aucune de ces deux voies ne nécessite de paramètres d'ajustement.

En revanche, ces deux approches requièrent de réaliser, en amont des calculs CFD, les caractérisations dimensionnelles du composant. Cela est spécifique à la FA puisque pour les techniques d'assemblage plus conventionnelles, les dimensions des pièces sont supposées connues et telles que la CAO.

Cela signifie que les résultats présentés ici ne peuvent être obtenus à partir de calculs 'aveugles' d'un nouveau composant et pour confirmer cela une étude de sensibilité aux paramètres du modèle est proposée ci-dessous.

4.4.2. Etude de sensibilité

Comme décrit précédemment, le paramètre utilisé pour notre modèle a été fixé à $k_s=116.9 \mu\text{m}$ selon la corrélation de Stimpson et al. [19]. La sensibilité du Nusselt et du Fanning au paramètre ESGR est, dans un 1^{er} temps, évaluée et illustrée ci-dessous.

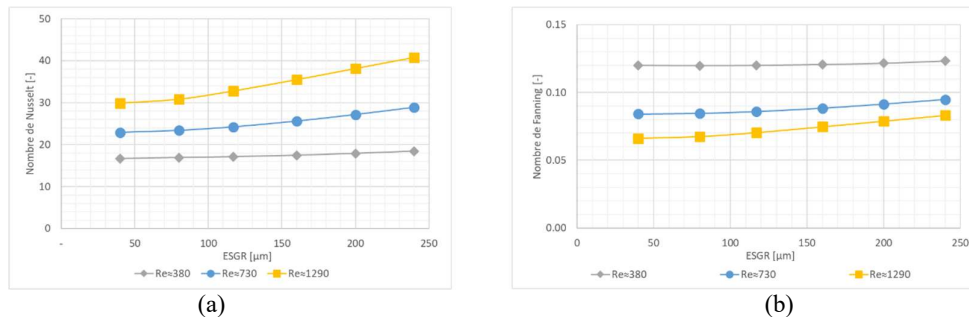


Figure 7 : Sensibilité du Nusselt et du Fanning au paramètre ESGR.

Les calculs numériques ont été effectués pour six valeurs différentes de k_s (40; 80; 116.9; 160; 200; 240) et trois Reynolds (Re=380; 730; 1,290). Les graphes illustrent la dépendance de la réponse de la modélisation thermo-hydraulique au k_s en particulier pour les valeurs de

Reynolds élevées. Ainsi pour un $Re=1300$, le Nusselt augmente de 36% et le Fanning de 26%. Négliger la rugosité ou renseigner un paramètre ESGR par défaut peut donc conduire à des écarts importants à la réalité particulièrement aux forts Reynolds.

Cela souligne que, malgré des conditions de calcul différentes entre l'étude de Stimpson et al. [19] et la nôtre, la valeur du paramètre ESGR estimée à partir de leur corrélation (eq. 1) semble bien adaptée pour prédire les performances thermo-hydrauliques de nos millicanaux zigzag et cela, sans avoir recours à aucun paramètres d'ajustement, ce qui est fort intéressant.

5. Conclusion

Ces travaux ont permis de caractériser à la fois expérimentalement et numériquement des milli-canaux zigzag obtenus par Fabrication Additive et de les comparer à un millicanal de référence lisse obtenu par Compaction Isostatique à Chaud. La comparaison des performances thermo-hydrauliques de ces deux types de canal souligne l'intérêt de la FA qui permet d'intensifier les performances thermiques pour une augmentation modérée de la puissance de pompage. Cependant, la prédiction de ces performances reste encore difficile *a priori* en raison des déformations importantes et des topologies de surface non maîtrisées lors du processus de FA. Une approche numérique est donc présentée. Elle fait appel au modèle de turbulence RANS $k-\omega$ SST et au modèle de rugosité de type ESGR alimenté par une corrélation qui nécessite la mesure de la rugosité moyenne dans le canal. Il est ainsi possible, connaissant cette rugosité moyenne et la déformation du canal (diamètre hydraulique équivalent), de prédire les performances thermo-hydrauliques avec une erreur moyenne de l'ordre de 10% pour le nombre de Nusselt et le Fanning.

Afin de permettre des prédictions, *a priori*, sans caractérisations dimensionnelles préalables, les travaux à venir pourront concerner l'estimation des rugosités moyennes et des déformations dimensionnelles à partir de la connaissance seule des paramètres d'impression 3D.

Références

- [1] M. Wong, I. Owen, C.J. Sutcliffe, Pressure Loss and Heat Transfer Through Heat Sinks Produced by Selective Laser Melting, *Heat Transf. Eng.* 30 (2009) 1068–1076.
- [2] A. Koca, C.İ. Çalışkan, E. Koç, Ö. Akbal, A Novel 3D Printed Air-Cooled Fuel Cooler Heat Exchanger for Aviation Industry, *Heat Transf. Eng.* 44 (2023) 1350–1371.
- [3] K.A. Thole, S. Lynch, A.J. Wildgoose, Review of advances in convective heat transfer developed through additive manufacturing, *Adv. Heat Transf.* Article in press (2021).
- [4] A.J. Wildgoose, K.A. Thole, P. Sanders, L. Wang, Impact of Additive Manufacturing on Internal Cooling Channels With Varying Diameters and Build Directions, *J. Turbomach.* 143 (2021) 071003.
- [5] C.K. Stimpson, J.C. Snyder, K.A. Thole, D. Mongillo, Roughness Effects on Flow and Heat Transfer for Additively Manufactured Channels, *J. Turbomach.* 138 (2016).
- [6] I. Kaur, P. Singh, State-of-the-art in heat exchanger additive manufacturing, *Int. J. Heat Mass Transf.* 178 (2021) 121600.
- [7] K.L. Kirsch, K.A. Thole, Heat Transfer and Pressure Loss Measurements in Additively Manufactured Wavy Microchannels, *J. Turbomach.* 139 (2017).
- [8] J.C. Snyder, C.K. Stimpson, K.A. Thole, D. Mongillo, Build direction effects on additively manufactured channels, *J. Turbomach.* 138 (2016).
- [9] H.M. Khan, M.H. Dirikolu, E. Koç, Parameters optimization for horizontally built circular profiles: Numerical and experimental investigation, *Optik* 174 (2018) 521–529.

- [10] C.İ. Çalışkan, G. Özer, M. Coşkun, E. Koç, Investigation of direct metal laser sintering downskin parameters' sagging effect on microchannels, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 114 (2021) 2567–2575.
- [11] M.A. Arie, A.H. Shooshtari, M.M. Ohadi, Experimental characterization of an additively manufactured heat exchanger for dry cooling of power plants, *Appl. Therm. Eng.* 129 (2018) 187.
- [12] S.A. Niknam, M. Mortazavi, D. Li, Additively manufactured heat exchangers: a review on opportunities and challenges, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* (2020).
- [13] T. Dahmen, C.G. Klingaa, S. Baier-Stegmaier, A. Lapina, D.B. Pedersen, J.H. Hattel, Characterization of channels made by laser powder bed fusion and binder jetting using X-ray CT and image analysis, *Addit. Manuf.* 36 (2020) 101445.
- [14] J.C. Snyder, K.A. Thole, Understanding Laser Powder Bed Fusion Surface Roughness, *J. Manuf. Sci. Eng.* 142 (2020).
- [15] G. Favero, M. Bonesso, P. Rebesan, R. Dima, A. Pepato, S. Mancin, Additive manufacturing for thermal management applications: from experimental results to numerical modeling, *Int. J. Thermofluids* 10 (2021) 100091.
- [16] N. Richermoz, D. Gloriod, T. Baffie, Z. Anxionnaz-Minvielle, P. Coste, Roughness Effect on Thermal-Hydraulic Performances of Additively Manufactured Meandering Mini-Channels, *Heat Transf. Eng.* (2023) 1–17.
- [17] L. Mazzei, R. Da Soghe, C. Bianchini, CFD Modelling Strategies for the Simulation of Roughness Effects on Friction and Heat Transfer in Additive Manufactured Components, in: Vol. 7C Heat Transf., American Society of Mechanical Engineers, Virtual, Online, 2020: p. V07CT13A021.
- [18] Z. Anxionnaz-Minvielle, M. Cabassudb, C. Gourdonb, P. Tochonaa, Influence of the meandering channel geometry on the thermo-hydraulic performances of an intensified heat exchanger/reactor, *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 73 (2013) 67–80.
- [19] C.K. Stimpson, J.C. Snyder, K.A. Thole, D. Mongillo, Scaling roughness effects on pressure loss and heat transfer of additively manufactured channels, *J. Turbomach.* 139 (2017).
- [20] V. Salvador, T. Baffie, P. Lassègue, S. Cayre, S. Chomette, C. Viola, C. Flament, G. Roux, Microstructure and Tensile Properties of Alloy 600 Parts Produced by Laser Powder Bed Fusion (L-PBF) Process, in: Online, 2020.
- [21] D. Gloriod, T. Baffie, C. Flament, Z. Anxionnaz-Minvielle, G. Gaillard, C. Ribière, Characterization of Alloy 600 heat exchanger-reactor mock-ups obtained by Laser Powder Bed Fusion (L-PBF) process, in: Online, 2021.
- [22] F. Théron, Z. Anxionnaz-Minvielle, M. Cabassud, C. Gourdon, P. Tochon, Characterization of the performances of an innovative heat-exchanger/reactor, *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 82 (2014) 30–41.
- [23] Y. Chen, P. Fu, C. Zhang, M. Shi, Numerical simulation of laminar heat transfer in microchannels with rough surfaces characterized by fractal Cantor structures, *Int. J. Heat Fluid Flow* 31 (2010) 622–629.
- [24] V.V. Dharaia, S.G. Kandlikar, A numerical study on the effects of 2d structured sinusoidal elements on fluid flow and heat transfer at microscale, *Int. J. Heat Mass Transf.* 57 (2013) 190.
- [25] N.R. Rosaguti, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodic Serpentine Channel, *Chem. Eng. Technol.* 28 (2005) 353–361.

Remerciements

Ce travail a été financé par le programme Carnot – Energies du futur dans le cadre du projet FAMERGIE.