

# Développement numérique du concept MATTE

---

*L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps le concept d'outillages MATTE : constituants, conception, technologies associées... Dans un deuxième temps, les résultats thermomécaniques de différentes études numériques sont présentés afin d'étudier l'attrait d'un tel concept d'outillage pour la mise en oeuvre des matériaux composites. Ces études ont ainsi pour objectif de confirmer et de conforter d'un point de vu numérique l'intérêt du concept MATTE afin d'envisager par la suite une phase expérimentale puis une phase d'optimisation thermomécanique.*

---

## Sommaire

---

<b>3.1</b>	<b>Concept MATTE</b> . . . . .	<b>57</b>
3.1.1	Outillage multi-matériaux . . . . .	57
3.1.2	Outillage à canaux rectangulaires . . . . .	59
3.1.3	Fabrication des outillages MATTE . . . . .	61
3.1.4	VER 2D nominal MATTE . . . . .	63
<b>3.2</b>	<b>Études numériques</b> . . . . .	<b>65</b>
3.2.1	Intérêt des canaux rectangulaires . . . . .	65
3.2.2	Intérêt de la réduction de la masse . . . . .	76
3.2.3	Aspect antagoniste entre vitesse et homogénéité . . . . .	79
<b>3.3</b>	<b>Conclusion</b> . . . . .	<b>86</b>

---

### 3.1 Concept MATTE

Comme vu précédemment, les performances thermiques d'un outillage sont essentiellement dépendantes : de la conception de la structure, de la technologie de chauffe associée et des canaux de circulation du fluide caloporteur (pour la chauffe et/ou le refroidissement). Le concept MATTE est issu d'une réflexion sur ces différents facteurs, avec pour objectif l'augmentation des vitesses de chauffe et de refroidissement, une meilleure maîtrise spatio-temporelle du champ de température et une baisse de la consommation énergétique.

#### 3.1.1 Outillage multi-matériaux

Dans le cas de la chauffe d'un outillage et sans considération des pertes thermiques et sans génération interne de chaleur, il est possible de décrire l'équilibre énergétique par l'équation 3.1.

$$\dot{E}_{stockee} = \dot{E}_{entrant} \quad (3.1)$$

Avec :

$$\begin{cases} \dot{E}_{stockee} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \\ \dot{E}_{entrant} = q \cdot dx \cdot dy \cdot dz = P_{thermoregulateur} \end{cases} \quad (3.2)$$

Où  $V$  correspond au volume chauffé en  $m^3$ ,  $q$  correspond à la densité volumique de puissance du thermorégulateur en  $W \cdot m^{-3}$  et  $P_{thermoregulateur}$  la puissance thermique du thermorégulateur en  $W$ .

Soit :

$$m \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = P_{thermoregulateur} \quad (3.3)$$

Ainsi, comme le montre l'équation 3.3, un gain de vitesse de chauffe peut être obtenu par :

- Une augmentation de la puissance de chauffe apportée,  $P_{thermoregulateur}$  ;
- Une réduction de la masse à chauffer,  $m$  et/ou de la chaleur spécifique  $c_p$ .

Pour répondre aux objectifs cités précédemment, la réduction de la masse à chauffer apparaît comme particulièrement importante et fait l'objet du propos ci-après.

Comme cela a déjà été démontré [Shayfull2014, Yao2002, Xu2009, Wang2012], la réduction de la part d'acier dans les outillages permet un gain de vitesse de chauffe sensible à iso-puissance ou un gain énergétique sensible à iso-vitesse de chauffe. Cette réduction de la masse pour les outillages dédiés à la transformation des composites peut être réalisée par évidement des zones massives et/ou par réduction de l'épaisseur de la structure, du fait des plus faibles pressions d'injection (de 1 à 15 bars) comparées aux outillages d'injection plastique (quelques centaines de bars).

Par ailleurs, il a été démontré que l'ajout d'isolant limite les pertes thermiques et accroît les performances des outillages grâce à la focalisation du flux thermique en direction de la partie moulante [Shayfull2014, Guilong2010]. Ainsi, plus l'épaisseur d'isolant est importante dans la structure, plus le flux thermique est redirigé en direction de la partie moulante. Cependant, pour

des épaisseurs importantes d'isolant, le gain thermique n'est observé que pour une utilisation cyclique de l'outillage. En effet, l'énergie stockée pour une structure multi-matériaux est définie par l'équation 3.4 et correspond à la somme des énergies thermiques à stocker de chacun des constituants.

$$\dot{E}_{stockee} = \sum_i (\rho^i \cdot c_p^i) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.4)$$

Il est important de noter que pour des structures gauches, une épaisseur minimale d'isolant est nécessaire afin d'éviter la situation du « paradoxe du tuyau isolé ». En effet, l'ajout d'isolant permet une augmentation de la résistance conductive, cependant, sur une surface convexe cette augmentation de l'épaisseur engendre également une augmentation de la surface d'échange convective et donc des pertes thermiques associées. Il est donc nécessaire de déterminer l'épaisseur d'isolant minimale permettant d'assurer une réduction des pertes thermiques du système.

Aux vues de ces résultats, le concept MATTE est développé et repose sur le principe d'un outillage multi-matériaux avec séparation des fonctions thermiques et mécaniques. Un exemple d'outillage MATTE est présenté Figure 3.1. L'objectif de ce concept est de remplacer les outillages conventionnels massifs par des outillages constitués :

1. D'une peau mince thermorégulée destinée à la mise en forme du composite moulée ;
2. D'un isolant rigide ayant pour objectif de focaliser le flux thermique en direction de la zone de moulage et de reprendre en partie les efforts mécaniques et également de les transmettre au caisson externe et aux plateaux presse ;
3. D'un caisson externe pour le maintien de la structure.

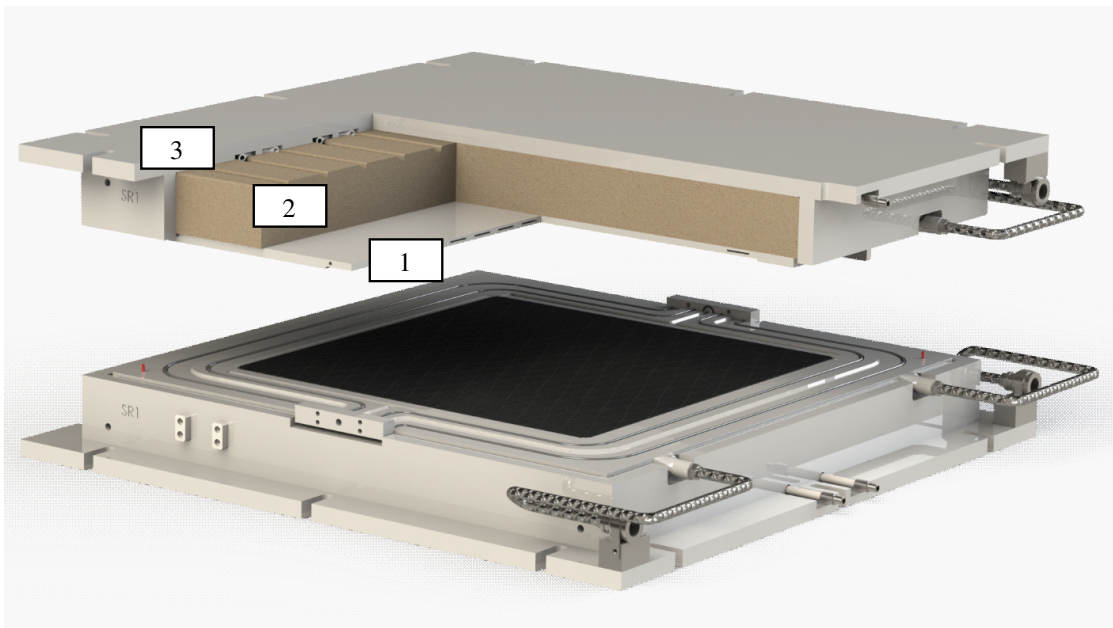


Figure 3.1 – Exemple d'outillage plan MATTE

### 3.1.2 Outillage à canaux rectangulaires

La réduction de masse de la structure, couplée à la chauffe par fluide caloporteur peut permettre d'envisager des gains thermiques en terme de vitesse et d'énergie consommée. D'autre part, des études ont été menées et ont démontré l'intérêt d'un point de vue thermique de réaliser des canaux conformables dans les outillages destinés à la transformation des matériaux composites [Qiao2006, Park1998, Li2009, Tang1997]. A la différence des canaux droits traditionnels percés dans l'outillage [Rosato2000], les canaux conformables sont positionnés de sorte à suivre au maximum le profil de la surface moulante dans le but de favoriser la chauffe de la pièce transformée et améliorant de ce fait l'homogénéité thermique ainsi que les vitesses de chauffe. Un exemple comparatif entre des canaux conventionnels et des canaux conformables est présenté Figure 3.2.

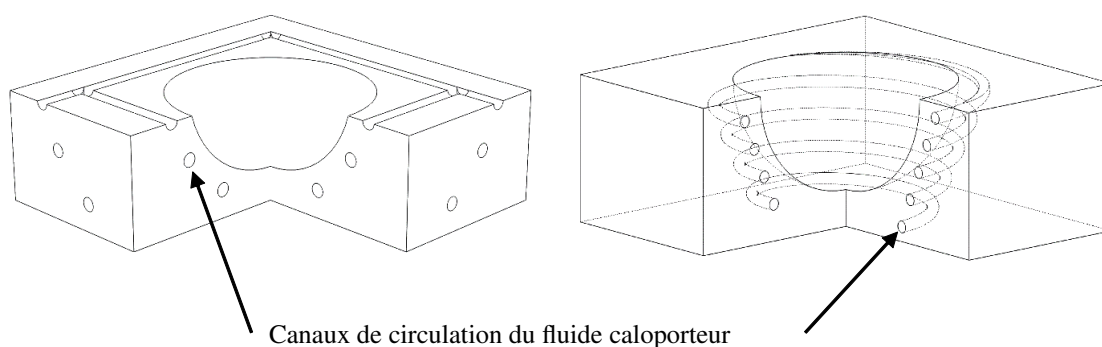


Figure 3.2 – Canaux droits traditionnels (gauche) - Canaux conformables (droite)

D'autre part, des études ont également été menées sur le réseau de circulation du fluide caloporteur dans le but de maximiser les vitesses de chauffe tout en maîtrisant l'homogénéité thermique [Pistoresi2015, Xia2015, Wei2015a]. Deux catégories de réseaux de canaux sont ainsi mises en évidence et des exemples sont présentés Figure 3.3 :

- Les réseaux présentant un unique canal – un réseau de type serpentín ;
- Les réseaux présentant plusieurs canaux.

Les réseaux multicanaux présentent l'intérêt principal de pouvoir faire circuler le fluide caloporteur sur une surface plus importante de l'outillage et/ou de limiter les variations de température du fluide entre l'entrée et la sortie de chacun des canaux garantissant théoriquement une meilleure homogénéité thermique. En effet, lors de la chauffe, la perte de chaleur du fluide est fonction de la longueur du canal, provoquant de ce fait une variation de température plus importante dans un réseau en serpentín plutôt que dans un réseau à canaux en parallèle. En revanche, une bonne circulation du fluide et donc une bonne homogénéité thermique ne peut être garantie dans un réseau à canaux multiples qu'à l'aide d'études poussées et coûteuses en simulation fluidique. A l'inverse, un canal en serpentín présente l'avantage de maîtriser la circulation du fluide et donc l'échange de chaleur associé. Le développement du concept MATTE a pour objectif d'aboutir à un concept d'outillage efficient thermiquement et dont la chaîne de conception est robuste et intégrable en bureau d'étude. Ainsi, le choix du réseau de circulation du fluide caloporteur s'est porté sur un réseau en serpentín. Cela permet ainsi de maîtriser l'écoulement du fluide et donc l'échange thermique associé, et rend ainsi la conception plus simple, plus efficace et transposable à différentes géométries de pièces injectées.

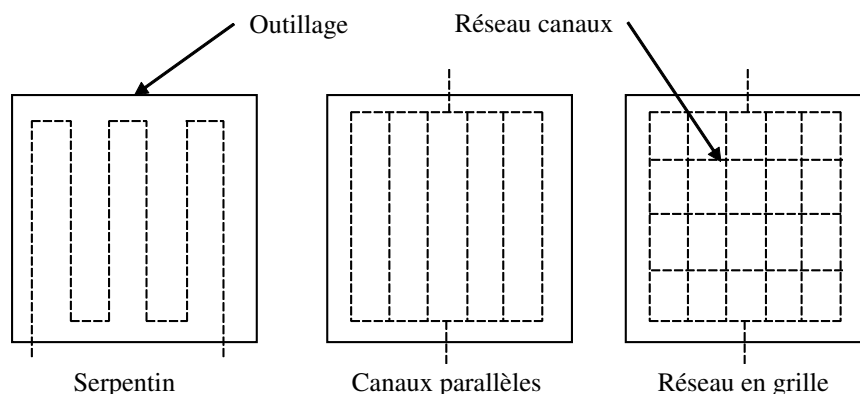


Figure 3.3 – Exemple de réseau de canaux pour la circulation du fluide caloporteur

Par ailleurs, si l'on s'intéresse au flux thermique échangé par convection entre le fluide caloporteur et l'outillage, équation 2.35, il apparaît que la surface d'échanges s'avère être un paramètre influant dans ce phénomène de transfert thermique et qu'une augmentation des dimensions des canaux permet de favoriser l'échange thermique et donc d'accroître les performances de l'outillage.

Cette augmentation de la surface d'échange peut être réalisée par une augmentation du diamètre des canaux ou par un changement de géométrie de ces derniers comme présenté Figure 3.4. Le choix d'une section de canaux impose un encombrement en hauteur et donc de la masse. Le passage de canaux circulaires à des canaux rectangulaires impose naturellement une diminution de la masse, à iso-surface d'échange.

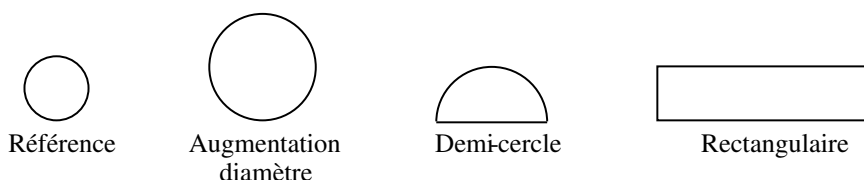


Figure 3.4 – Exemple de géométrie de canaux

Afin d'augmenter la surface d'échange convective de manière significative et de diminuer au maximum l'épaisseur de la peau chauffante, une section de canal rectangulaire est retenue pour le développement du concept MATTE. Ce type de géométrie est désormais réalisable par les nouveaux moyens de fabrication tels que la fabrication additive, mais nécessite la réalisation d'études mécaniques pour garantir la bonne rigidité des canaux sous l'effet de la pression d'injection.

Un exemple de peau chauffante constituée d'un canal à section rectangulaire formant un réseau en serpentin au sein d'une peau chauffante plane mince est présenté Figure 3.5.

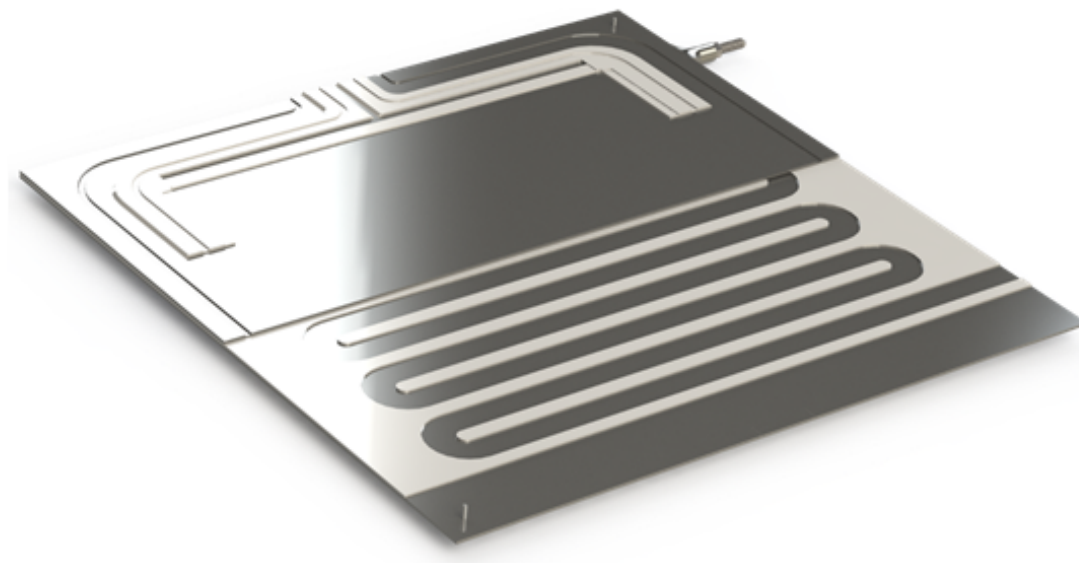


Figure 3.5 – Exemple peau chauffante plane (vue en coupe)

La réflexion portée sur les facteurs essentiels influençant les performances thermiques des outillages a permis d'aboutir à un concept d'outillage MATTE qui repose donc sur :

- Une structure multi-matériaux pour réduire la masse à chauffer et pour accroître les vitesses de chauffe ;
- Des canaux d'écoulement du fluide en serpentin et à section rectangulaire pour maîtriser la circulation du fluide et donc l'homogénéité thermique tout en augmentant la surface d'échange convective ;
- Un système H & C par fluide caloporteur.

### 3.1.3 Fabrication des outillages MATTE

Le concept MATTE d'outillages multi-matériaux impose une réflexion sur les procédés de mise en œuvre des différentes structures : peau chauffante mince, isolant et caisson externe. Cette réflexion doit également prendre en compte la faisabilité technique pour la mise en œuvre des canaux de chauffe à section rectangulaire. Ces travaux technologiques sur les procédés de mise en œuvre sont actuellement à l'étude au sein de l'entreprise CT1.

Certains procédés peuvent être envisagés pour la mise en œuvre de la peau chauffante avec l'intégration de canaux à section rectangulaire :

- La mise en forme de tôles puis un assemblage soudé par brasage/faisceau d'électron/laser (1) ;
- L'électroformage : dépôt électrolytique d'un métal (généralement du nickel) sur un modèle qui est séparé par la suite (2) ;
- L'usinage conventionnel ou par électroérosion de structures minces (3) ;
- La fabrication additive métallique (4) ;
- La fabrication par stratoconception métallique (5) [Massol2009] ;
- La fonderie (6).

La comparaison des avantages/inconvénients et verrous actuels pour ces différentes méthodes de mise en œuvre est présentée Tableau 3.1. Un complément d'étude concernant la mise en oeuvre de la peau chauffante est présenté en Annexe C, sur la base d'une géométrie 3D.

	Avantages	Inconvénients	Contraintes/Verrous
Tôlerie (1)	Technologie maîtrisée Bonnes tolérances	Assemblage	Coplanarité tôles Généralisation 3D
Electroformage (2)	Géométries libres Bonnes tolérances	Coûts Modèle nécessaire	Inserts fusibles (canaux)
Usinage ou électroérosion (3)	Technologie maîtrisée Bonnes tolérances	Perte de matière	Vibrations sur structures minces
Fabrication additive (4)	Géométries libres Complexité possible Intégration fonctions	Coûts Dimensions	Caractérisation poudres Coûts Dimensions limitées
Stratoconception métallique (5)	Géométries libres Complexité possible Intégration fonctions	Méthode brevetée CIRTES	Nécessité d'assemblages
Fonderie (6)	Création des canaux facilité	Epaisseurs minimales : $\simeq 5$ mm Coûts	Coulée de parois de faibles épaisseurs sur une grande surface

Tableau 3.1 – Comparaison méthodes de mise en œuvre de la peau mince

Deux solutions principales peuvent être envisagées pour l'isolant et sont présentés Figure 3.6 :

- Assemblage de blocs d'isolant puis usinage à la forme de la peau moulante ;
- Coulée d'isolant dans le caisson avec la peau moulante.

Dans cette optique, des campagnes de caractérisation mécanique d'isolants ont été réalisées et sont présentées de manière synthétique en Annexe C.

Le caisson externe peut être, quant à lui, un assemblage mécanosoudé servant au maintien global de la structure et à la manutention.

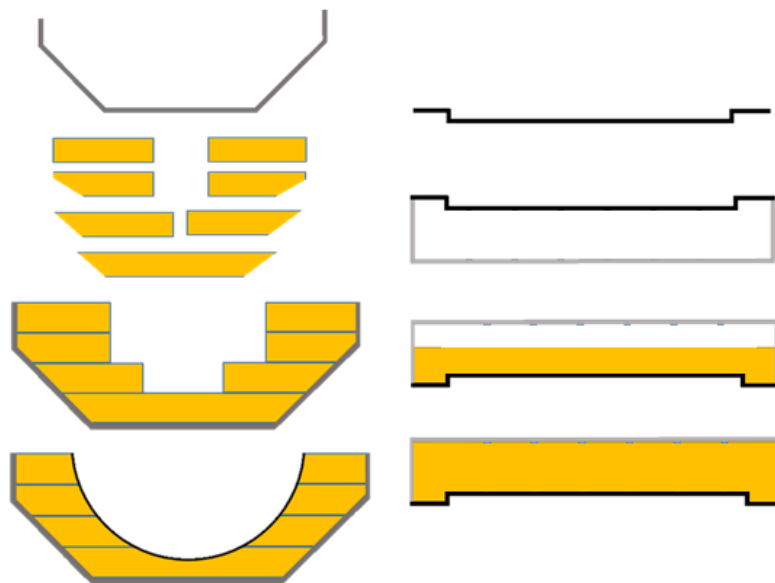


Figure 3.6 – Mise en œuvre de l'isolant par usinage (gauche) et par coulée (droite)

### 3.1.4 VER 2D nominal MATTE

Les outillages reposant sur le concept MATTE sont ainsi des structures multi-matériaux, thermorégulées à l'aide d'un canal à section rectangulaire sous forme de serpentín et intégré à la peau chauffante. En reprenant le modèle d'outillage MATTE présenté Figure 3.1, il apparaît un motif de canal répétitif. Afin de simplifier les calculs, nous considérons que ce motif est symétrique au niveau du plan moyen du moule, tel que présenté Figure 3.7. Aussi, le modèle VER MATTE développé pour l'outil THERM1 est présenté Figure 3.8.



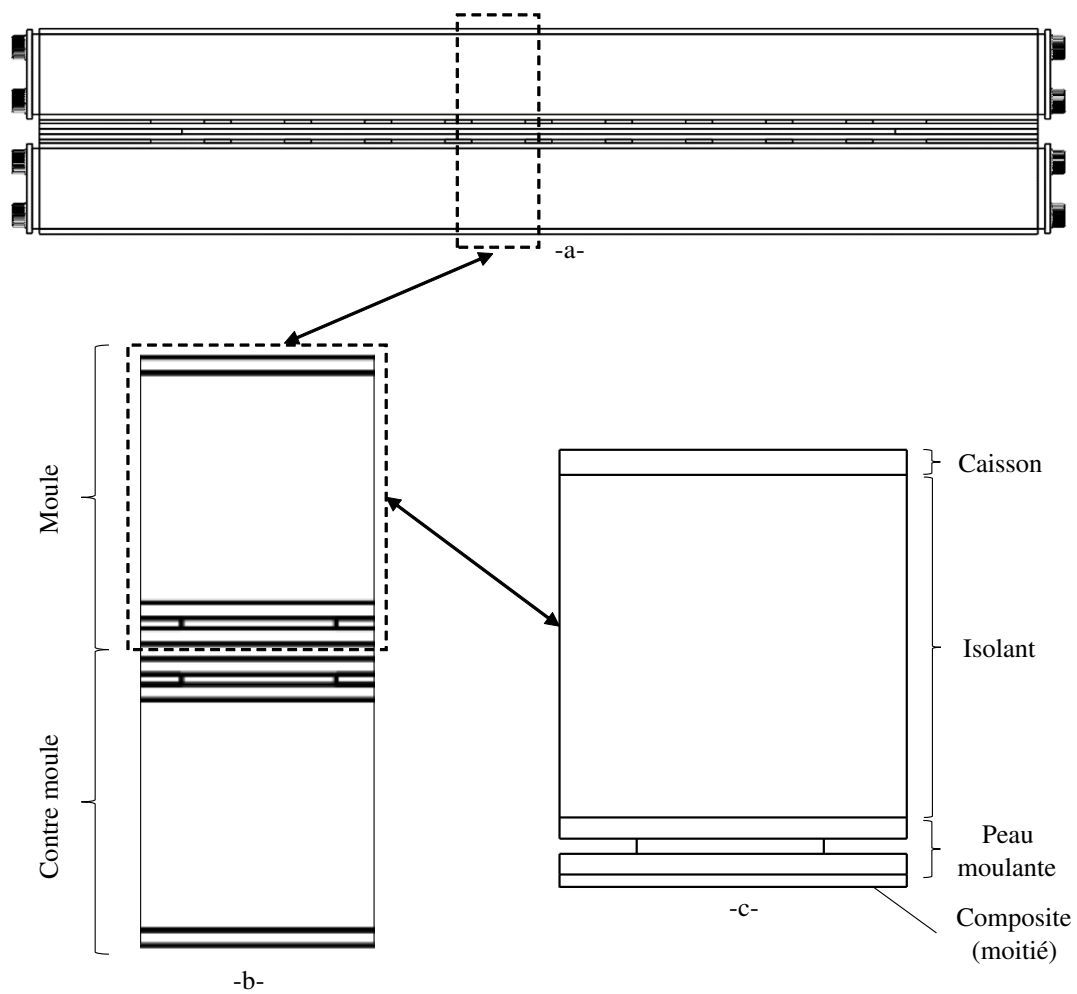


Figure 3.7 – VER MATTE – a : outillage MATTE – b : Motif – c : VER avec symétrie

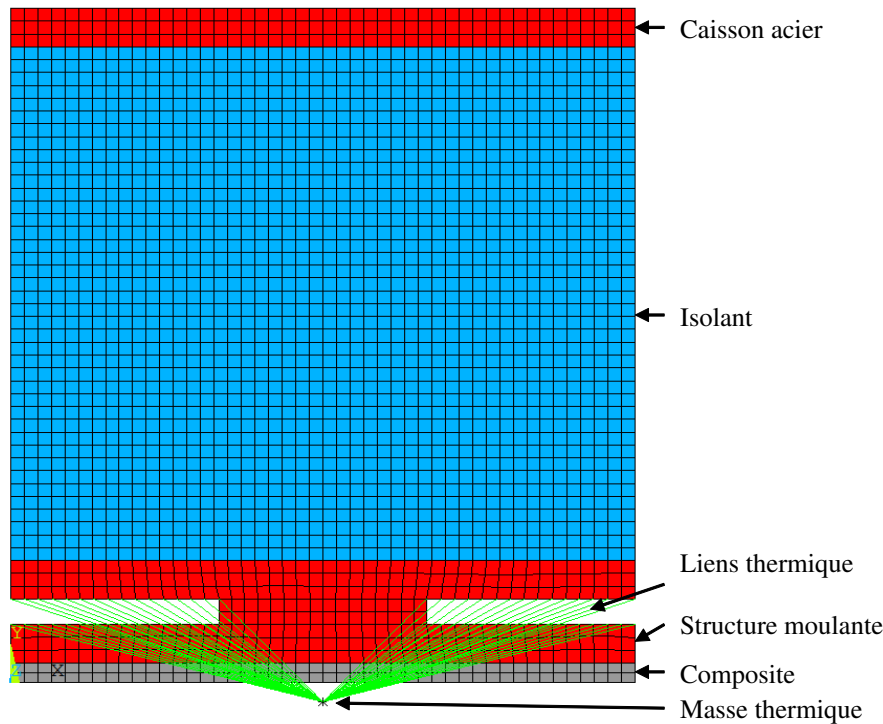


Figure 3.8 – Modélisation VER MATTE - THERMI

## 3.2 Études numériques

Les caractéristiques principales des outillages MATTE sont : la réduction de la masse à chauffer, la chauffe et le refroidissement par fluide caloporteur et le passage à des canaux de circulation du fluide à section rectangulaire. Ce changement de section permet d'augmenter la surface d'échange convective, mais a un impact sur les pertes de charge du système et donc sur le coefficient convectif dans les canaux, ainsi que sur la tenue mécanique de la surface moulante. Il est donc important dans un premier temps de vérifier l'intérêt de ce type de géométrie de canaux en terme de performance thermique et de tenue mécanique. Dans un second temps, une étude est menée sur la vérification des gains possibles sur les performances thermiques du concept MATTE. Enfin, une étude est menée sur les performances thermiques de la structure pour différentes technologies de chauffe par fluide caloporteur. Ces études numériques ont donc pour objectif de faire preuve du concept.

### 3.2.1 Intérêt des canaux rectangulaires

Le concept MATTE est constitué d'une peau moulante mince possédant des canaux de chauffe à section rectangulaire dans le but de pouvoir augmenter la surface d'échange convective et de diminuer l'épaisseur de la peau. Cependant, le coefficient d'échange convectif étant lié aux pertes de charge du système, il est nécessaire de démontrer que le passage à une géométrie rectangulaire ne provoque pas une augmentation trop importante des pertes de charge et donc une diminution trop importante du coefficient convectif. Le flux convectif étant défini par l'équation 2.37, il apparaît qu'un indicateur de performance thermique, correspondant à l'inverse de la résistance de convection et représentant la capacité du canal à transférer la chaleur, peut être défini par l'équation 3.5 :

$$IP_{thermique} = h.S \quad (3.5)$$

L'objectif de cette étude est la comparaison des performances thermiques entre un outillage conventionnel type RTM avec des canaux de chauffe à section circulaire issus des règles de conception de la bibliographie [Rosato2000] et un outillage avec des canaux à section rectangulaire. S'agissant d'un outillage destiné à la transformation des matériaux composites, les pressions d'injection sont nettement plus faibles que celles utilisées lors de l'injection polymère. Le paramètre étudié ici, en plus du changement de géométrie des canaux de chauffe, est l'altitude  $H$  des canaux par rapport à la pièce composite moulée (Figure 3.9). Pour chaque cas, une simulation thermique transitoire est menée, puis une simulation structurelle statique afin d'observer l'impact du changement de géométrie et de positionnement des canaux de chauffe. L'étude est menée à l'aide de l'outil THERM1, c'est-à-dire sur une structure VER 2D qui se focalise sur la zone de chauffage du moule en négligeant les effets de bord. Les modélisations des structures à canaux circulaires et à canaux rectangulaires sont présentées sur la Figure 3.9. L'outillage est considéré symétrique au plan neutre du composite et les épaisseurs et propriétés matériaux de chaque partie du modèle sont présentées dans le Tableau 3.2. Les propriétés de l'acier inoxydable 1.2311 [TKM2016] et de l'isolant Monolux [Elit2001] sont issues de leur fiche technique et les données du composite sont quant à elles issues des calculs d'homogénéisation pour un composite UD carbone haute résistance et d'une matrice thermoplastique ou thermodurcissable, avec un taux volumique de fibres de 50% [Hexcel2013, Paris2011]. Par ailleurs, comme cela a été mis en évidence dans l'Annexe B.1, la variation de la conductivité du composite dans le plan n'a que peu d'influence sur les réponses thermiques globales du système.

	Plateau presse et moule	Isolant	Pièce moulée
Matériau	Acier 1.2311	Monolux	Carbone/Epoxy
Epaisseur (mm)	50	5	3
E (MPa)	210000	3750	130000
$\nu$	0,3	0,3	0,25
$\lambda$ ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ )	34	0,18	$\lambda_L = 2$ $\lambda_T = 0,2$
$c_p$ ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )	460	1130	1000
$\rho$ ( $kg.m^{-3}$ )	7850	770	1800

Tableau 3.2 – Propriétés matériaux et épaisseurs

La modélisation de l'outillage de référence est basée sur les règles de conception issues de la bibliographie concernant la conception des outillages d'injection [Rosato2000]. Le diamètre  $\phi$  du canal est de 8 mm pour une épaisseur de composite moulé de 3 mm. L'entraxe entre les canaux circulaires est de  $3.\phi$ , soit 24 mm. L'altitude des canaux par rapport au composite est de  $h = 2,5.\phi$ , soit 20 mm pour le modèle de référence issu des règles de conception de la bibliographie. Ce paramètre géométrique étant une variable étudiée dans cette étude, les altitudes  $H$  étudiées sont : 20 mm (configuration de référence), 16 mm, 12 mm et 8 mm.

La modélisation de l'outillage à canaux rectangulaires est conçue de sorte à obtenir un point de fonctionnement identique, c'est-à-dire un fonctionnement à débit et pertes de charge équivalentes. Par ailleurs, les dimensions globales du modèle sont conservées : hauteur du moule de 50 mm et largeur de 24 mm. Les valeurs typiques de coefficients convectifs pour les transferts thermiques réalisés avec de l'huile sont de l'ordre de  $1500 W.m^{-2}.K^{-1}$ . Il est considéré que la pompe associée au système permet d'assurer un débit de fonctionnement suffisant permettant d'atteindre ce coefficient convectif de  $1500 W.m^{-2}.K^{-1}$  pour le modèle de référence à canaux circulaires. Le fluide

caloporteur considéré pour cette étude est l'huile Jarytherm DBT [Arkema2016b].

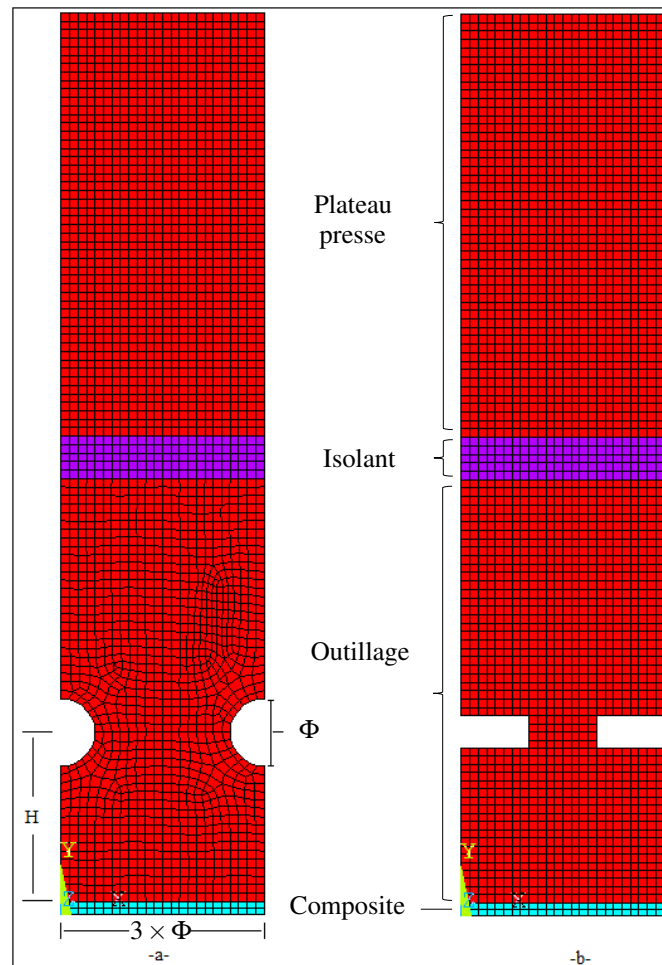


Figure 3.9 – Comparaison des modèles circulaire (a) et rectangulaire (b) avec  $H = 20, 16, 12$  ou  $8 \text{ mm}$

La démarche permettant de déterminer les dimensions des canaux de section rectangulaire est présentée Figure 3.10 et consiste à :

1. Déterminer le débit de fonctionnement pour l'outillage de référence à canaux circulaires permettant d'atteindre un coefficient  $h$  de  $1500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  ;
2. Déterminer les pertes de charge associées à ce débit pour l'outillage de référence ;
3. Pour un débit de fonctionnement identique, déterminer pour l'outillage à canaux rectangulaires les pertes de charge associées pour différentes sections de canaux de chauffe (aux vues de problématiques de mise en œuvre et de rigidité de la structure, l'évolution de la hauteur du canal est comprise entre 1,5 à 4,5 mm et entre 9 à 20 mm pour la largeur) ;
4. Sélectionner la section rectangulaire générant des pertes de charge identiques au modèle de référence à canaux circulaires ;
5. Déterminer le coefficient convectif associé à la géométrie rectangulaire retenue.

Les canaux rectangulaires issus de ces calculs ont une section  $a.b = 16 \times 3,8 \text{ mm}^2$ .

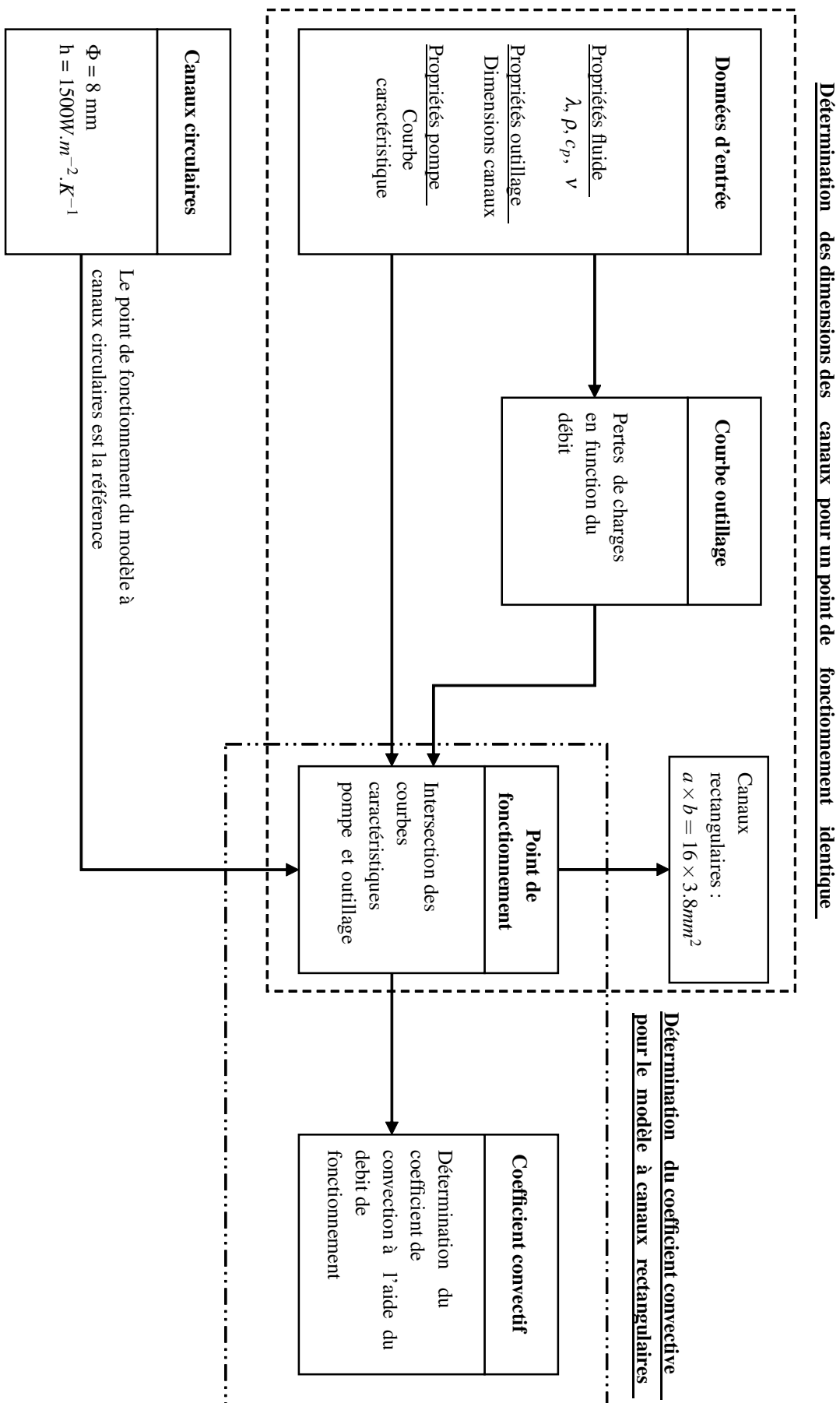


Figure 3.10 – Processus pour la détermination des dimensions des canaux rectangulaires

Les conditions de températures au temps initial de la structure ont été définies à partir de la fiche technique de la résine époxy RTM6 [Arkema2016a].

- La pièce composite est à 80°C ;
- L'outillage est à 120°C.

La simulation considère par ailleurs que le fluide est à température constante égale à 185°C tout au long du cycle et qu'il s'arrête lorsque la température du point froid dans le composite atteint 180°C. Les phénomènes liés à la réticulation de la résine (dont l'exothermie) ne sont pas pris en compte dans cette étude. Une convection naturelle est présente à la surface extérieure du plateau de la presse avec une température de 25°C et un coefficient convectif de  $15 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Les surfaces latérales représentent des plans de symétries thermiques, une condition adiabatique est fixée, soit un flux thermique de 0 W. De même, de par la symétrie de l'outillage, seule la moitié du composite est modélisée, soit 1,5 mm et une surface adiabatique est fixée : flux thermique de 0 W.

Comme présenté précédemment, le coefficient convectif fixé au niveau des canaux de chauffe est issu de la démarche présentée Figure 3.10. Compte tenu des hypothèses retenues, les coefficients convectifs pour chaque modèle sont :

- $h = 1500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour le modèle de référence à canaux circulaires avec  $\phi = 8 \text{ mm}$  ;
- $h = 1180 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour le modèle à canaux rectangulaires de section  $a.b = 16 \times 3,8 \text{ mm}^2$ .

La détermination du coefficient convectif pour le modèle à canaux de chauffe rectangulaires met en évidence le fait que le changement de géométrie provoque une diminution notable du coefficient convectif du fait du diamètre hydraulique plus faible. Cependant, la surface d'échange convective du modèle à canaux rectangulaires a, quant à elle, augmentée. L'indice de performance associé à chacun des modèles est ainsi de :

- $IP = 38 \text{ W/K}$  pour le modèle circulaire ;
- $IP = 47 \text{ W/K}$  pour le modèle rectangulaire.

Il apparaît ainsi que le modèle constitué de canaux à section rectangulaire présente un gain au niveau de l'indice de performance de l'ordre de 24%, qui doit être confirmé par les simulations numériques.

Pour chaque simulation thermique, les résultats étudiés sont :

- Le temps nécessaire au point froid du composite pour atteindre 180°C ;
- L'écart de température dans le composite ;
- L'écart de température à la surface de moulage de l'outillage.

Pour chaque simulation mécanique, la pression d'injection appliquée correspond à la pression préconisée pour la résine RTM6 couramment utilisée dans le secteur aéronautique, soit 5 bars. Cette pression est appliquée sur la surface de moulage de l'outillage. La surface extérieure du plateau presse bloque les déplacements verticaux et les déplacements latéraux sont nuls sur les surfaces latérales du fait des plans de symétrie. Le paramètre étudié est : le déplacement de la

surface de moulage du moule.

Les résultats des simulations thermiques réalisées pour chacun des cas sont présentées dans le Tableau 3.3 pour les temps de chauffe et dans le Tableau 3.4 pour les écarts de température.

	H (mm)	$t_{chauffe}^{surface\ moulante}$ (s)	$t_{chauffe}^{composite}$ (s)	Gain (%)
Circulaire	20	457	468	-
	16	457	467	-
	12	461	472	-
	8	460	473	-
Rectangulaire	20	325	335	31
	16	320	330	32
	12	326	336	31
	8	348	357	26

Tableau 3.3 – Comparaison des temps de chauffe pour différentes altitudes H de canaux

	H (mm)	$\Delta T^{surface\ moulante}$ (°C)	$\Delta T^{composite}$ (°C)	$\Delta T^{surface\ moulante-composite}$ (°C)
Circulaire	20	$\leq 0,01$	0,16	0,16
	16	$\leq 0,01$	0,15	0,15
	12	$\leq 0,01$	0,15	0,15
	8	$\leq 0,01$	0,17	0,17
Rectangulaire	20	0,02	0,30	0,28
	16	0,07	0,32	0,25
	12	0,21	0,43	0,22
	8	0,64	0,81	0,17

Tableau 3.4 – Comparaison des écarts de température pour différentes altitudes H de canaux

La Figure 3.11 montre la comparaison des temps de chauffe nécessaires pour que la température minimale de l’empreinte du moule et du composite atteignent 180°C.

Les résultats présentés Tableau 3.3 et Figure 3.11 confirment l’efficacité thermique du modèle rectangulaire. Il apparaît que le modèle à canaux de section rectangulaire permet une chauffe plus rapide que le modèle à canaux de section circulaire. Le cas 2 (H = 16 mm) montre un gain de 32% du modèle rectangulaire par rapport au modèle circulaire. Le cas 4 (H = 8 mm) permet un gain de 26%. Le gain observé numériquement s’avère être du même ordre de grandeur que le gain calculé sur les indices de performances des deux structures. Cela confirme ainsi le fait que le changement de géométrie, impacte le coefficient d’échange convectif, mais qu’un des critères objectifs de comparaison est le produit entre la surface d’échange convective et le coefficient convectif.

Les résultats présentés Tableau 3.4 confirment les différences au niveau de la diffusion du flux thermique entre les deux modèles. Lorsque le point froid du composite atteint 180°C, il appa-

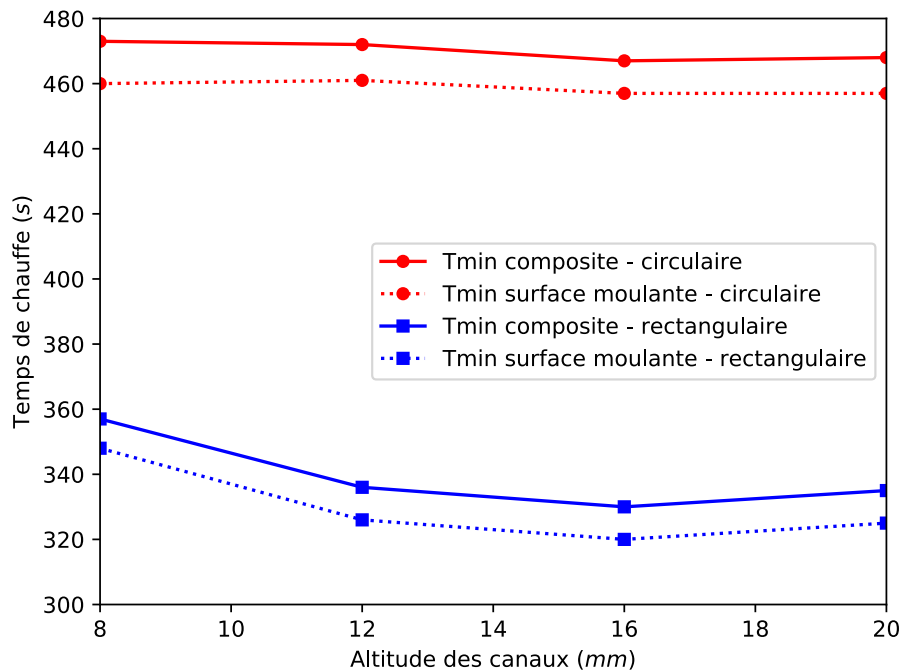


Figure 3.11 – Comparaison des temps de chauffe en fonction de l'altitude des canaux

raît que pour le modèle de référence, l'écart de température sur la surface moulante du moule est constant et nul, tandis que pour le modèle à canaux rectangulaires cet écart croît lorsque l'altitude des canaux diminue. Comme le montre la Figure 3.12, les mêmes observations sont réalisées concernant l'écart de température au sein du composite moulé, démontrant ainsi le lien entre l'homogénéité thermique dans le composite et l'homogénéité de la surface moulante.

Les résultats présentés Figure 3.13 représentent l'évolution typique des températures au sein du composite au cours du temps. Cette évolution est similaire pour les deux modèles étudiés, ainsi que pour chaque altitude  $H$  de canaux. Nous constatons que pour ce cas de chargement, l'écart de température dans le composite tend à se réduire au cours du temps. Il y a homogénéisation du champ de température dans le stratifié.

Un optimum local est également mis en évidence à l'aide de ces mesures, montrant ainsi l'importance du positionnement des canaux de chauffe par rapport au composite moulé. Ce phénomène est davantage marqué dans le modèle à canaux rectangulaires du fait que la géométrie focalise le flux thermique, alors que le modèle circulaire le diffuse de manière homogène.

La Figure 3.12 montre la comparaison entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire au niveau de l'écart de température dans l'épaisseur du composite moulé à la fin de la chauffe, c'est-à-dire lorsque la température minimale du composite atteint  $180^{\circ}\text{C}$ .



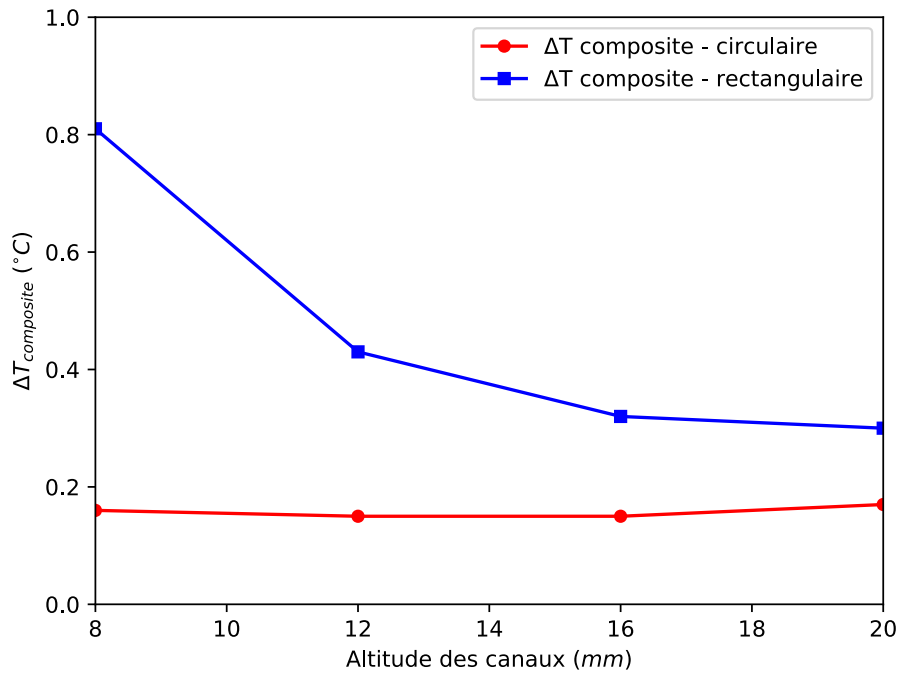


Figure 3.12 – Comparaison du  $\Delta T$  en fonction de l'altitude des canaux

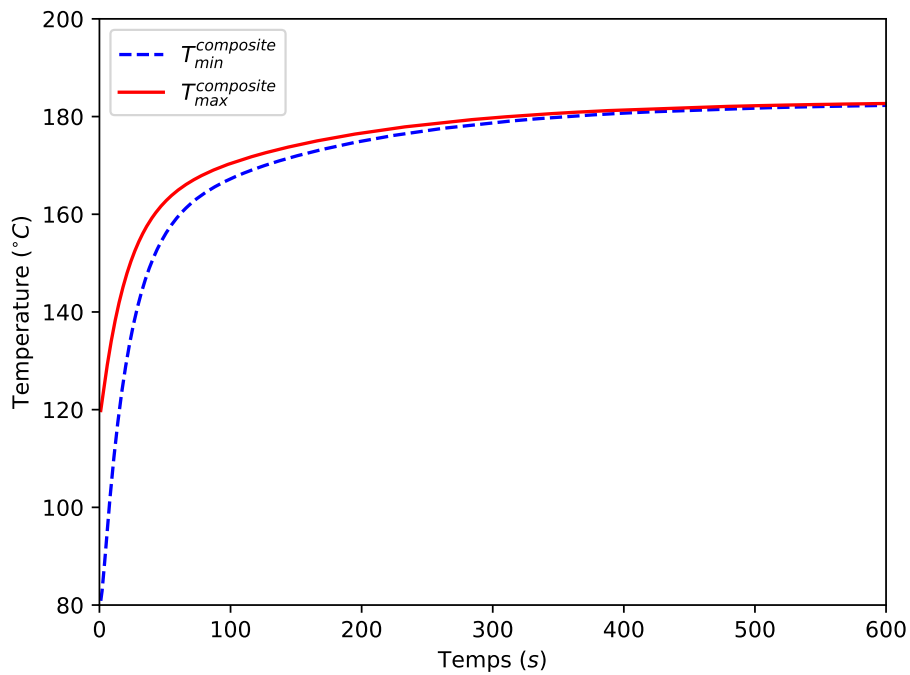


Figure 3.13 – Evolution typique des température dans le composite (Ici : Modèle rectangulaire -  $H = 20$  mm)

Il est essentiel de noter qu'aucune contrainte concernant les vitesses de chauffe et l'homogénéité thermique dans le composite n'est fixée. Il s'agit donc d'une comparaison de manière quantitative entre les deux modèles étudiés.

Il est également important de relever que plus l'altitude des canaux de chauffe est faible, plus la masse à chauffer est faible côté composite et donc que la masse à chauffer est plus importante vers l'extérieur du moule. Par conséquent, plus l'altitude des canaux est faible, plus le flux thermique en direction du composite est faible et qu'inversement, le flux thermique en direction du plateau presse augmente.

Ces résultats montrent qu'un outillage chauffé à l'aide de canaux à section rectangulaire, à point de fonctionnement identique par rapport à un outillage conventionnel, permet une réduction sensible des temps de chauffe. En contrepartie, il apparaît que la géométrie rectangulaire focalise le flux thermique et pénalise l'homogénéité thermique.

La Figure 3.14 présente les champs de températures dans le moule et le composite pour les différents modèles à échelle de températures identique. On constate que pour une altitude  $H$  donnée, les gradients de températures macroscopiques sont assez identiques pour les deux configurations, avec la confirmation que le flux thermique vers le plateau de la presse (les pertes thermiques) est plus important pour les canaux circulaires.

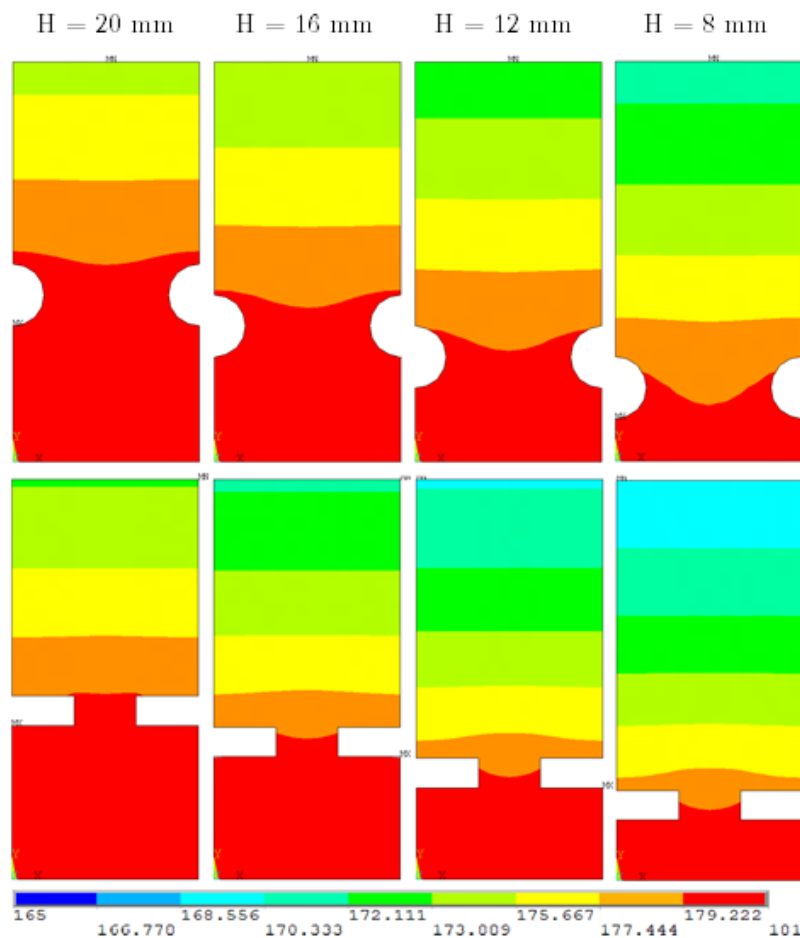


Figure 3.14 – Comparaison des champs de températures pour les altitudes  $H$  égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm

Les résultats des simulations mécaniques réalisées pour chacun des cas sont présentées dans le Tableau 3.5. La Figure 3.15 montre la comparaison des déplacements de l’empreinte du moule entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire pour différentes altitudes des canaux de chauffe. Il est essentiel de noter qu’aucune valeur limite pour le déplacement de l’empreinte n’est fixée. En effet, la valeur limite acceptable pour ce critère est dépendante de l’application envisagée. Il s’agit donc d’une comparaison de manière quantitative entre les deux modèles étudiés.

De manière générale, plus les canaux sont positionnés de manière proche de la surface de moulage, plus le déplacement est important. De plus, il est visible que l’outillage à canaux à section rectangulaire présente des déplacements supérieurs à l’outillage à canaux à section circulaire et cela est d’autant plus marqué que les canaux de chauffe sont proches de la surface de moulage.

Il est cependant important de noter que la pression d’injection pour la transformation du matériau composite est faible comparée aux pressions d’injection polymère. Les déplacements mesurés, pour le modèle circulaire et pour le modèle rectangulaire restent donc maîtrisés :  $\Delta u_{max} = 88,9 \mu m$ .

La Figure 3.16 présente une comparaison des champs de déplacement dans les différents modèles à échelle de déplacements identique, montrant un déplacement à surface ondulée pour les canaux rectangulaires mais à une échelle microscopique.

	H (mm)	$u_{min}^{surface\ moulante} (\mu m)$	$u_{max}^{surface\ moulante} (\mu m)$	$\Delta u^{surface\ moulante} (\mu m)$
Circulaire	20	837	839	1,80
	16	836	840	4,30
	12	833	844	1,03
	8	829	857	2,72
Rectangulaire	20	887	892	4,80
	16	885	896	0,12
	12	879	908	0,29
	8	868	957	0,89

Tableau 3.5 – Comparaison des déplacements de la surface moulante pour différentes altitudes H de canaux

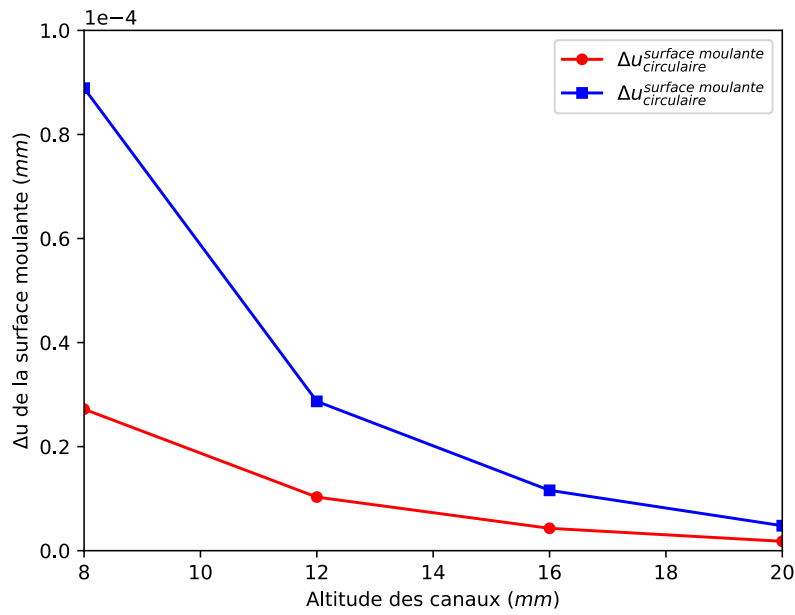


Figure 3.15 – Comparaison du déplacement de l’empreinte du moule entre le modèle circulaire et le modèle rectangulaire pour différentes altitudes des canaux

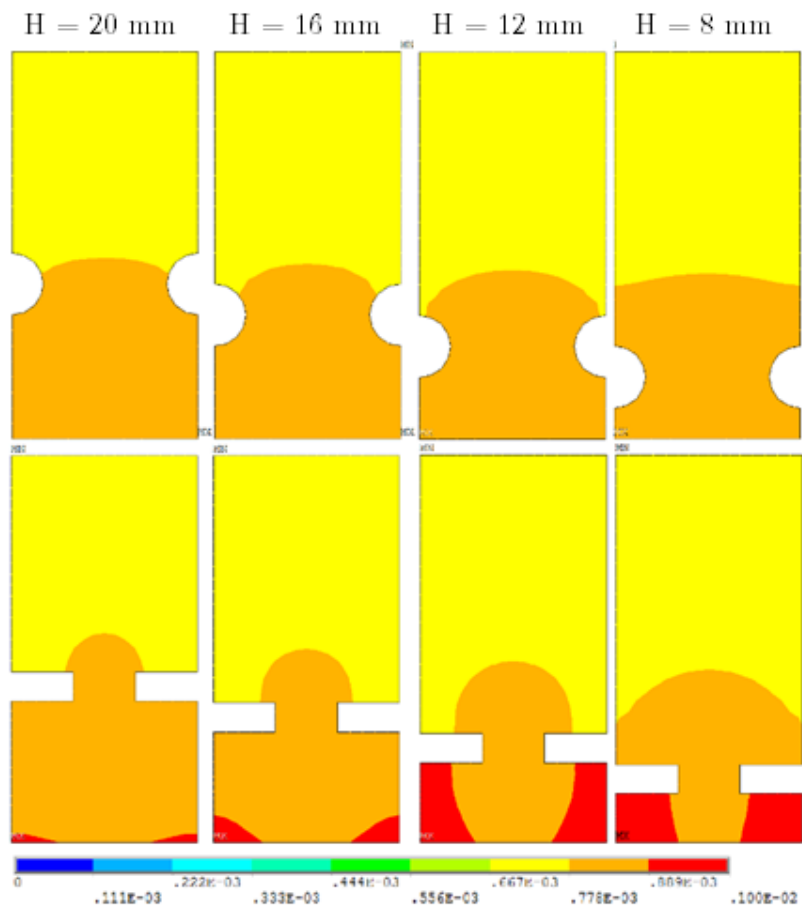


Figure 3.16 – Champs de déplacements dans les modèles circulaires et rectangulaires pour les altitudes  $H$  égales de 20 mm, 16 mm, 12 mm, 8 mm

Les simulations ont ainsi mis en évidence le fait qu'à règles de conception et qu'à point de fonctionnement identiques, la structure avec canaux à section rectangulaire voit son coefficient convectif diminuer mais qu'elle permet tout de même d'accroître les vitesses de chauffe jusqu'à 32% et donc de réduire les temps de cycle grâce à sa surface d'échange plus importante. Cela s'explique par une augmentation sensible de la surface d'échange convective et se calcule à l'aide de l'indice de performance correspondant au produit du coefficient convectif et de la surface d'échange. Le gain n'est pas négligeable à l'échelle industrielle puisqu'il est répété sur les phases de chauffe et de refroidissement pour un très grand nombre de cycles. D'autre part, le lien entre l'homogénéité thermique au sein du composite et l'homogénéité thermique de la surface moulante a été mis en évidence. Il apparaît que la structure à canaux de chauffe rectangulaires focalise davantage le flux thermique que le modèle à canaux circulaires, réduisant de ce fait l'homogénéité thermique au sein du matériau transformé. Par ailleurs, la variation d'altitude des canaux par rapport au composite moulé a mis en exergue l'impact de ce paramètre de conception sur les performances thermiques de l'outillage. L'optimum local relevé sur la Figure 3.11 démontre également que l'altitude des canaux n'est pas la seule variable agissant sur les performances thermiques de la structure. En effet, l'entraxe entre les canaux, l'épaisseur totale du moule, les dimensions des canaux et la nature des matériaux sont des paramètres impactant la thermique de la structure. Concernant les simulations mécaniques, les résultats mettent en évidence la bonne tenue des canaux de chauffe à section rectangulaire et la possibilité de les rapprocher de la surface moulante. Il est cependant nécessaire de prendre en compte les attentes spécifiques de chaque client afin d'adapter la tolérance concernant la déformée au niveau de la surface de moulage.

Pour conclure, malgré une conception basée sur les règles préconisées pour les outillages à canaux circulaires et massifs, ce travail met en évidence l'intérêt thermique que peut présenter des canaux de chauffe de forme rectangulaire. Ces résultats confirment ainsi l'intérêt pour le concept MATTE d'intégrer ce type de canaux de chauffe dans la partie chauffante et rend de ce fait possible une réduction sensible de l'épaisseur de la peau moulante. Il est cependant important de noter qu'il existe un intérêt pour le passage de canaux de chauffe circulaires à rectangulaires dès lors que l'indice de performance  $IP_{rectangulaire}$  est supérieur à  $IP_{circulaire}$ . Dans le cas de systèmes de grandes dimensions et/ou ayant un fluide caloporteur fortement visqueux, il sera préférable de conserver des canaux circulaires afin de limiter les pertes de charge et d'avoir un indice de performance supérieur.

### 3.2.2 Intérêt de la réduction de la masse

Lors de la présentation du concept MATTE, partie 3.1, il a été mis en évidence que la vitesse de chauffe dans la structure est dépendante, en partie, de la masse à chauffer. Ainsi, le concept MATTE repose sur le principe d'une structure multi-matériaux avec découplage des fonctions thermiques et mécaniques, ainsi que sur des canaux à section rectangulaire, afin de sensiblement réduire la masse à chauffer.

Ayant démontré précédemment l'intérêt des canaux à section rectangulaire, l'objectif de cette étude est désormais de comparer numériquement avec l'aide de l'outil THERM1 la réponse thermique d'une structure massive de référence à canaux circulaires et d'une structure basée sur le concept MATTE, c'est-à-dire, avec une peau chauffante mince possédant des canaux rectangulaires.

L'outillage MATTE associé à cette étude est le démonstrateur industriel destiné à mouler des stratifiés composites de 3 mm d'épaisseur et qui sera présenté par la suite. Les données associées au moule MATTE et au moule massif sont présentées Tableau 3.6. Les dimensions des canaux rectangulaires sont définies de sorte à minimiser l'épaisseur de la peau chauffante, tout en garan-

tissant une tenue mécanique suffisante et une mise en œuvre aisée.

		Longueur canal (m)	Dimensions canaux (mm)	Épaisseur peau chauffante (mm)	Épaisseur isolant (mm)	Nombre de coude à 90°
Circulaire	Moule	6,7	30 x 2	8	40	30
	Contre Moule	6,7	30 x 2	8	40	30
	Total	13,4	-	-	-	60
Rectangulaire	Moule	6,7	8	50	20	30
	Contre Moule	6,7	8	50	20	30
	Total	13,4	-	-	-	60

Tableau 3.6 – Caractéristiques outillages pour une empreinte de moulage de  $500 \times 500 \times 3 \text{ mm}^3$

Pour cette étude, seuls les coudes à 90° sont considérés pour les singularités liées à l'écoulement du fluide. L'outillage massif servant de référence possède des canaux de diamètre 8 mm situés à une altitude de 24 mm, conformément aux règles courantes de conception. Les modélisations sont présentées Figure 3.17.

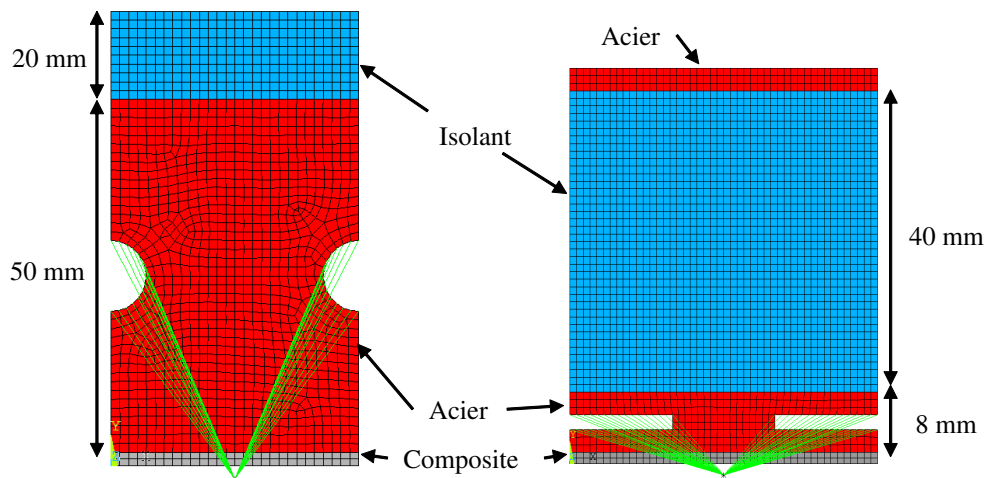


Figure 3.17 – Modèle de référence (à gauche) et modèle MATTE (à droite)

Il apparaît que le gain d'épaisseur de la partie moulante acier est de l'ordre de 85% pour le modèle MATTE vis-à-vis du modèle massif de référence, notamment grâce au changement de géométrie des canaux et au passage à une section rectangulaire. Les propriétés matériaux de l'outillage ont été données Tableau 3.2.

Le thermorégulateur, la pompe et le fluide associés à cette étude correspondent aux systèmes présents dans l'atelier de l'entreprise CT1 :

- Thermorégulateur : SISE XH100 e 13 M [Largarde2012];
- Pompe : NIT 40-160;
- Huile : SHELL Heat Transfer Oil S2 [SHELL2015].

La démarche mise en place pour réaliser cette étude est la suivante :

1. Déterminer le point de fonctionnement pour chaque température et pour chaque modèle en utilisant l’outil FLUIDE1 et les données technologiques et géométriques du système ;
2. Déterminer les coefficients convectifs en fonction de la température pour chaque modèle en utilisant l’outil FLUIDE1 ;
3. Réaliser les simulations numériques avec l’outil THERM1 sur le modèle VER 2D.

La plage de température conseillée pour le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est comprise entre 100°C et 200°C. Ainsi, le cycle thermique imposé aux deux modélisations consiste en une première phase de 2000 secondes pour la mise en température du fluide, puis une seconde phase durant laquelle la consigne de température est fixée à 200°C. Seule la deuxième phase du cycle thermique est utilisée pour réaliser la comparaison des performances thermiques des structures. Le cycle prend fin dès lors que le point froid du composite atteint 190°C.

Les résultats mesurés pour chacun des modèles sont :

- Temps de chauffe du composite : correspond au temps nécessaire au point froid du stratifié pour atteindre 190°C ;
- Vitesse de chauffe moyenne du fluide : pour le passage de 100°C à 190°C ;
- Vitesse de chauffe moyenne de la surface moulante : pour le passage de 100°C à 190°C.

Les vitesses de chauffe sont calculées à l’aide de l’équation 3.6, avec un temps final considéré pour  $T = 190^{\circ}\text{C}$  afin d’exclure l’asymptote relevée sur la courbe temps-température.

$$v = \frac{190 - 100}{t_{190^{\circ}\text{C}} - t_{100^{\circ}\text{C}}} \quad (3.6)$$

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 3.7 et la comparaison entre les deux structures de l’évolution au cours du temps des températures est présentée Figure 3.18. Les résultats observés mettent en évidence le gain de temps lors de la phase de chauffe entre les deux modèles, passant de 8419 secondes pour l’outillage de référence massif à canaux circulaires, à 1349 secondes pour l’outillage MATTE. Le gain observé est de l’ordre de 85% et correspond au gain de masse entre les deux structures. Cela confirme dans un premier temps l’intérêt de la réduction des masses à chauffer dans les outillages et cela confirme également que le passage à des canaux de chauffe de section rectangulaire n’est pas pénalisant pour les vitesses de chauffe.

	Temps de chauffe du composite (s)	Vitesse de chauffe du fluide de 100°C à 190°C ( $^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ )	Vitesse de chauffe peau chauffante ( $^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ )
Massif	8419	18,3	1,1
MATTE	1348	18,4	5,2

Tableau 3.7 – Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE

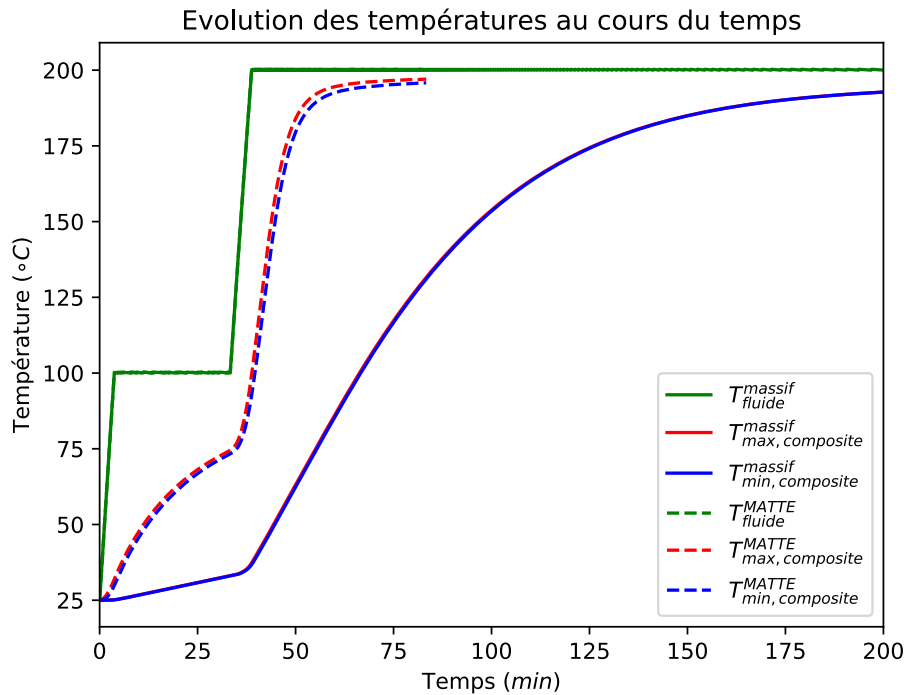


Figure 3.18 – Températures au cours du temps – étude réduction masse

Cette étude numérique a permis de comparer les performances thermiques d'une structure MATTE et d'une structure massive de référence. Il apparaît que la forte réduction de masse à chauffer couplée à un passage à des canaux à section rectangulaire, permet un gain de l'ordre de 85% sur les vitesses de chauffe. Dans cette étude, le gain thermique observé correspond essentiellement au gain sur la masse à chauffer; le gain de masse étant accru grâce aux canaux rectangulaires de faible hauteur. Le concept MATTE confirme ainsi son intérêt thermique pour les outillages destinés à la transformation des matériaux composites.

### 3.2.3 Aspect antagoniste entre vitesse et homogénéité

Comme démontré par l'étude précédente sur la réduction de la masse, partie 3.2.2, le concept MATTE permet de fortement accroître les vitesses de chauffe des outillages grâce à une réduction forte de l'épaisseur de la partie chauffante, rendue possible en partie par l'intégration de canaux de chauffe à section rectangulaire. Cependant, comme cela a été mis en évidence lors de la présentation des phénomènes physiques en jeu lors de la chauffe de l'outillage, partie 2.1, les performances thermiques de l'outillage dépendent également du thermorégulateur, de la pompe et du fluide caloporteur associés. Cette étude a pour objectif d'étudier numériquement avec l'outil THERM1 les réponses thermiques d'un outillage MATTE associé à différentes technologies de chauffe : thermorégulateurs conventionnels et TPC (Technologie breveté par l'entreprise SISE est présentée par la suite), ainsi que que pour différents fluides caloporteurs. Cette étude permet ainsi la mise en évidence de l'aspect antagoniste entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité thermique.

L'outillage MATTE associé à cette étude est le démonstrateur industriel destiné à mouler des stratifiés composites de 3 mm d'épaisseur et qui sera présenté par la suite. Les données associées au moule MATTE ont été présentées Tableau 3.6 et étaient identiques au modèle étudié lors de l'étude sur l'intérêt de la réduction de la masse de la structure. La modélisation VER de l'outillage est identique au modèle VER MATTE présenté Figure 3.17. Les propriétés matériaux ont été don-



nées Tableau 3.2.

La démarche mise en place pour réaliser cette étude est la suivante :

1. Déterminer le point de fonctionnement pour chaque température et pour chaque modèle en utilisant l'outil FLUIDE1 et les données technologiques et géométriques du système ;
2. Déterminer les coefficients convectifs en fonction de la température pour chaque modèle en utilisant l'outil FLUIDE1 ;
3. Réaliser les simulations numériques avec l'outil THERM1 sur le modèle VER 2D.

Tout comme pour l'étude précédente, la plage de température conseillée pour le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est comprise entre 100°C et 200°C. Ainsi, le cycle thermique imposé aux deux modélisations consiste en une première phase de 2000 secondes pour la mise en température du fluide, puis une seconde phase durant laquelle la consigne de température est fixée à 200°C. De même, seule la deuxième phase du cycle thermique est utilisée pour réaliser la comparaison des performances thermiques des structures. Le cycle prend fin dès lors que le point froid du composite atteint 190°C.

Pour cette étude, deux thermorégulateurs conventionnels sont étudiés :

- Le thermorégulateur actuellement utilisé dans l'entreprise CT1 - Thermorégulateur : SISE XH100 e 13 M ;
- Un second thermorégulateur aux performances plus adaptées pour l'outillage MATTE.

Le choix du second thermorégulateur conventionnel s'est ainsi porté sur un système existant et proposé par l'entreprise SISE, partenaire de CT1. La masse à chauffer dans l'outillage MATTE étant minimisée, le choix du thermorégulateur s'est porté sur un système de faible puissance thermique et possédant un faible volume d'huile afin de limiter l'inertie thermique. La référence du thermorégulateur conventionnel retenu est 210H18.

L'entreprise SISE dispose également d'une technologie de chauffe baptisée « TPC » pour « Tube à Passage de Courant » [Parmilleux2016], mettant en jeu un système à faible volume de fluide et forte puissance thermique. Avec cet objectif d'augmentation des vitesses de chauffe des outillages pour le concept MATTE, ce type de procédé présente donc un intérêt fort. Le TPC retenu pour cette étude possède une puissance de chauffe de 50 kW, 20 litres de fluide caloporteur et la référence de la pompe associée est : TOE-CY-6091.

Les propriétés du fluide caloporteur, notamment la viscosité, ont un fort impact sur l'échange convectif et donc sur les performances globales du système. Pour chaque modèle, le fluide utilisé est l'huile Therminol D12 [Solutia2017] présentant une faible viscosité permettant de diminuer les pertes de charge et donc d'accroître le coefficient convectif. Les études réalisées sont présentées Tableau 3.8.

Le traitement des résultats pour ces simulations est identique à la méthode présentée dans l'étude 3.2.2, employée pour l'étude portant sur la réduction de la masse de la structure. Pour chaque étude, le nombre de Biot moyen entre 100°C et 200°C est calculé et présenté Tableau 3.9. Ces résultats sont également confrontés à une étude de référence correspondant au modèle MATTE associé au fluide et au thermorégulateur présents dans l'entreprise CT1 et présentés dans l'étude 3.2.2.

Etude	Thermorégulateur	Puissance	Vfluide	Pompe	Huile
Ref	XH 100 e 13 M	97,2 kW	165 l	NIT 40-160	SHELL Oil S2
1	XH 100 e 13 M	97,2 kW	165 l	NIT 40-160	Therminol D12
2	210H18	18 kW	15,5 l	TOE-CY 4281	Therminol D12
3	TPC	50 kW	20 l	TOE-CY 4281	Therminol D12

Tableau 3.8 – Résultats comparatifs outillage massif et outillage MATTE

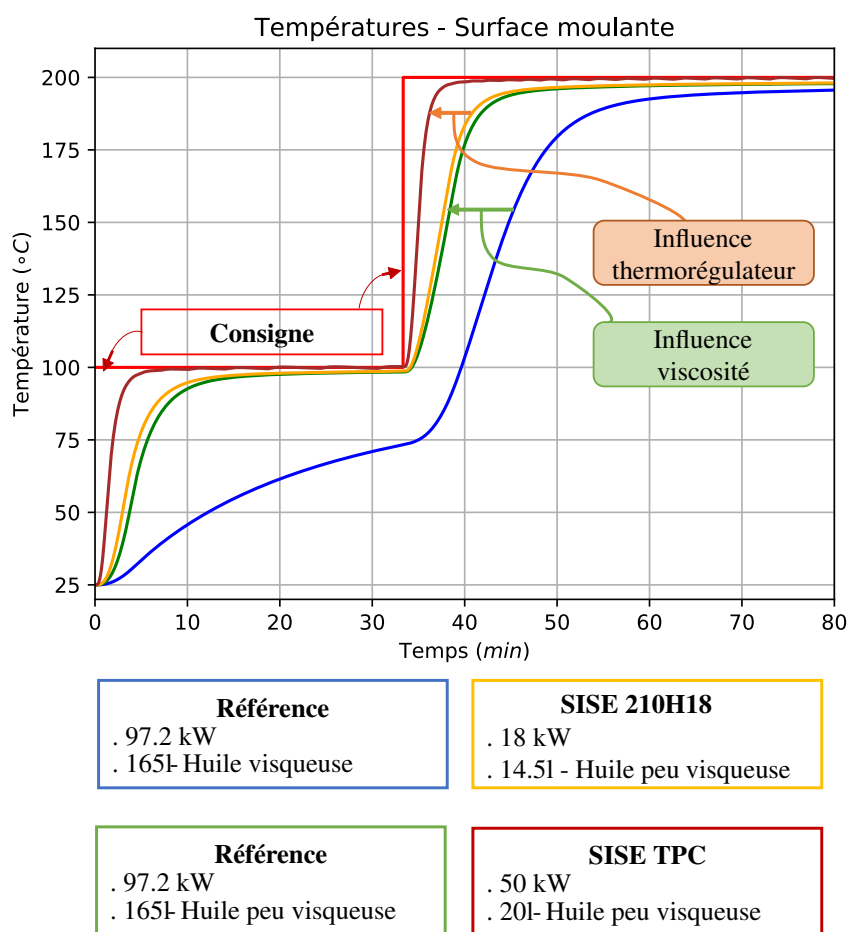
La longueur caractéristique de la partie chauffante, permettant de calculer le nombre de Biot, correspond à la demi-épaisseur de la peau mince acier, c'est-à-dire à 4 mm.

Etude	h moyen ( $W.m^2.K^{-1}$ )	Longueur caractéristique (m)	$\lambda_{peau\ chauffante}$ ( $W.m^2.K^{-1}$ )	Nombre de Biot
ref	1055	$4.10^{-3}$	15	0,28
1	3577	$4.10^{-3}$	15	0,95
2	4501	$4.10^{-3}$	15	1,20
3	4501	$4.10^{-3}$	15	1,20

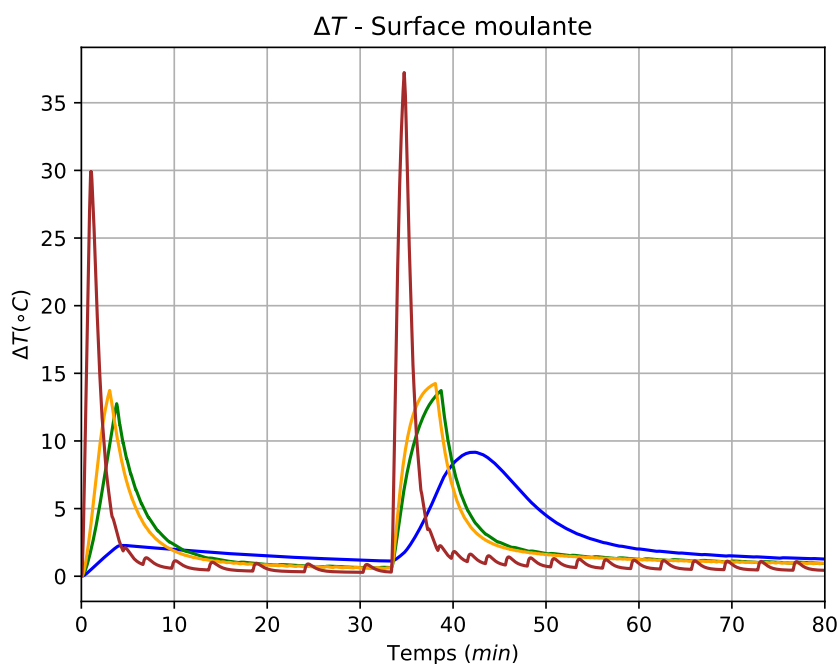
Tableau 3.9 – Nombre de Biot moyen

Le nombre de Biot correspondant au rapport entre la résistance thermique de surface d'une structure et la résistance thermique au sein de la structure, il est possible d'anticiper le comportement global de la structure avant simulation. En effet, pour un nombre de Biot très inférieur à 1, généralement de l'ordre de 0,1, il est considéré que le gradient thermique dans la structure étudiée est homogène. Cela s'explique par un échange convectif faible comparé à la conduction ayant lieu dans la matière. Dans le cas d'un outillage chauffé par un fluide circulant dans la peau chauffante, cela se traduit physiquement par une peau moulante quasi-homogène thermiquement et par l'apparition d'un déphasage entre la température du fluide et la température de l'acier. Le système n'est donc pas dans une configuration optimale et nécessiterait une pompe plus puissante pour accroître le coefficient convectif ou une réduction des pertes de charge grâce à un fluide moins visqueux ou une géométrie de canaux différente. A l'inverse, pour un nombre de Biot supérieur à 1, le gradient thermique devient non négligeable dans la peau chauffante du fait du bon échange convectif comparé à la conduction dans la matière. La pompe est donc surdimensionnée vis-à-vis des capacités d'échange thermique de la structure. Ainsi, un nombre de Biot proche de 1 permet d'obtenir un équilibre entre la résistance convective et la résistance de conduction, garantissant de bonnes performances thermiques et limitant le déphasage entre la température du fluide et de la surface moulante. Il est également primordial de noter que la vitesse de chauffe de la structure est également dépendante de la puissance thermique du thermorégulateur et n'est pas prise en compte dans le calcul du nombre de Biot.

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 3.9 et le Tableau 3.10 et les évolutions au cours du temps des températures et des  $\Delta T$  sont présentées Figure 3.19a et Figure 3.19b.



(a) Evolution de la températures en surface moulante



(b) Evolution du  $\Delta T$  en surface moulante

Figure 3.19 – Résultats thermiques pour différentes technologies de chauffe

Etude	Temps de chauffe du composite (s)	Vitesse de chauffe du fluide de 100°C à 190°C (°C.min <sup>-1</sup> )	Vitesse de chauffe peau chauffante (°C.min <sup>-1</sup> )	$\Delta T_{max}$
ref	1348	18,4	5,2	9,2
1	552	18,6	10,0	13,7
2	449	21,0	12,2	14,2
3	122	71,8	44,3	37,2

Tableau 3.10 – Résultats comparatifs pour différentes technologies de chauffe

La comparaison des résultats entre l'étude de référence et l'étude 1 met en évidence l'influence du fluide dans les performances thermiques de la structure. En effet, avec son fluide de faible viscosité, l'étude 1 augmente de manière sensible l'échange convectif et par conséquent la vitesse de chauffe de la surface moulante. Comme cela était anticipé par l'observation du nombre de Biot, l'étude 1 possède un déphasage de température entre le fluide et la surface moulante plus faible que l'étude de référence.

La comparaison des résultats de l'étude 1 et de l'étude 2 porte sur le changement de puissance du thermorégulateur et du volume de fluide. Il apparaît que les vitesses de chauffe sont sensiblement les mêmes entre les deux systèmes et cela s'explique par un rapport « Puissance de chauffe/masse à chauffer » similaire. Les outillages MATTE ayant pour objectif de cycler thermiquement, il est donc judicieux de s'orienter vers des thermorégulateurs à faible volume de fluide afin de limiter les coûts et l'inertie thermique.

Enfin, les résultats de l'étude 3 confirment qu'un rapport « Puissance de chauffe/masse à chauffer » important (système TPC), permet d'accroître de manière significative les vitesses de chauffe du système.

Par ailleurs, les résultats observés sur les écarts de températures maximaux au cours du temps pour chaque étude mettent en évidence et confirment le caractère antagoniste entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité thermique. Ainsi, l'augmentation des vitesses de chauffe provoque une augmentation de l'écart de température dans le stratifié composite. Cela peut également être observable et prévisible à l'aide du calcul du nombre de Biot. En effet, s'agissant du rapport des résistances thermiques de convection et de conduction, l'équation 3.7 permet la détermination du nombre de Biot pour un mur multi-matériaux.

$$Bi = h \cdot \sum \frac{E_{paissur}}{Conductivite} \quad (3.7)$$

Le nombre de Biot devient respectivement : 8,2 ; 27,8 ; 35,0 ; 35,0 pour l'étude de référence ; l'étude 1 ; l'étude 2 et l'étude 3. Ainsi, l'étude du nombre de Biot permet de réaliser des comparaisons sur l'homogénéité dans la peau chauffante et dans la structure composite et de connaître l'impact de changement apporté aux paramètres : épaisseur, conductivité thermique, coefficient convectif et puissance thermique. Par exemple, pour un même nombre de Biot, l'augmentation de la puissance de chauffe provoquera une augmentation du  $\Delta T$  dans le composite. Cette étude numérique a permis de comparer les performances thermiques d'une structure MATTE associée à différents thermorégulateurs. Il apparaît tout d'abord que les propriétés du fluide caloporteur, notamment sa viscosité, impacte fortement l'échange convectif et donc l'efficacité thermique de la structure. De plus, il est montré que le thermorégulateur peut être caractérisé par le rapport « masse à chauffer/puissance thermique », mettant de ce fait en évidence l'intérêt des technologies telles que le TPC possédant un faible volume de fluide associé à une forte puissance de chauffe. Par

ailleurs, cela met en exergue l'intérêt de sélectionner un thermorégulateur de plus faible puissance thermique et ayant un volume de fluide restreint, afin de limiter l'inertie thermique du système. Il apparaît également à travers ces simulations le lien fort entre la vitesse de chauffe et l'homogénéité et le caractère antagoniste de ces deux paramètres est confirmé.

Cette étude confirme ainsi le potentiel du concept MATTE en terme de performance thermique et la nécessité de considérer le système complet outillage/fluide/pompe/thermorégulateur afin de développer les outillages MATTE. Dans l'optique d'accroître les vitesses de chauffe et de refroidissement des outillages, tout en garantissant une maîtrise spatio-temporelle de l'homogénéité thermique, il apparaît nécessaire de réaliser une campagne d'optimisation sur les différents paramètres géométriques de la peau chauffante.

### **Etude complémentaire : dédoublement du système de chauffe**

Afin d'accroître les performances thermiques du système, il est également envisageable d'utiliser deux thermorégulateurs identiques : un thermorégulateur pour la circulation dans le moule et un thermorégulateur pour la circulation dans le contre moule. Les pertes de charge par réseau de chauffe sont ainsi réduites de moitié, augmentant de ce fait le débit de fonctionnement et donc le coefficient convectif.

Deux nouvelles simulations sont réalisées sur la base d'une huile Therminol D12 de faible viscosité et la pompe TOE-CY-6091 :

- Étude 4 : Couplage de deux thermorégulateurs de 9 kW ;
- Étude 5 : Couplage de deux thermorégulateurs de 18 kW.

Les résultats obtenus pour ces deux nouvelles configurations sont présentés Tableau 3.11. Pour rappel, l'étude 2 présentée précédemment correspond à un système équivalent de chauffe, mais ne possède qu'un unique thermorégulateur de 18 kW. Le coefficient convectif, le temps de chauffe et la vitesse de chauffe de la peau chauffante sont respectivement de  $4501 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ , 449 secondes et  $12,2 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ .

Etude	h moyen ( $\text{W.m}^2.\text{K}^{-1}$ )	Temps de chauffe - Surface moulante (s)	Vitesse de chauffe ( $^\circ\text{C.min}^{-1}$ )
4	5940	492	11,0
5	5940	292	21,8

*Tableau 3.11 – Résultats comparatifs pour un double système de chauffe*

En comparaison de l'étude 2, il apparaît que le dédoublement du système de chauffe et l'utilisation de deux thermorégulateurs de 8 kW permet l'obtention de résultats thermiques semblables. Il est ainsi envisageable dans le cas de structures de grandes dimensions de favoriser l'utilisation de plusieurs thermorégulateurs de petites capacités, plutôt que de faire appel à un unique thermorégulateur possédant une importante puissance de chauffe et un fort volume de fluide caloporteur. L'utilisation de thermorégulateur de plus petite capacité peut être une solution afin de limiter les investissements périphériques : systèmes de chauffe, câblage du réseau électrique de l'atelier. . .

Par ailleurs, l'importance de la prise en compte du ratio "puissance de chauffe / masse à chauffer" est confirmée à l'aide de l'étude 5. Le passage d'un unique thermorégulateur à deux thermorégulateurs de 18kW provoque une augmentation d'un facteur 2 de la vitesse de chauffe de la peau chauffante.

### **Etude complémentaire : nécessité d'optimiser la géométrie des canaux**

Les études précédentes ont mis en évidence l'impact du débit de fonctionnement du fluide sur le coefficient convectif. Ce débit est directement lié à la géométrie des canaux de chauffe et à la viscosité du fluide. L'huile utilisée actuellement à CT1 étant visqueuse engendre un faible échange convectif dans les canaux du démonstrateur MATTE (cf. étude de référence).

Ce complément d'étude a pour objectif d'observer quelle est l'influence du changement de dimensions des canaux rectangulaires et du passage de  $30 \times 2\text{mm}$  à  $30 \times 4\text{mm}$  sur les réponses thermiques.

Une nouvelle simulations est ainsi réalisée sur la base d'une huile SHELL Oil S2 et la pompe NIT 40-160 :

— Étude 6 : Canaux de section  $30 \times 4\text{mm}^2$ .

Le rappel des résultats thermiques pour l'outillage à canaux de chauffe de section  $30 \times 2\text{mm}^2$  et les résultats obtenus pour cette nouvelle configurations sont présentés Tableau 3.12.

Etude	h moyen ( $W.m^2.K^{-1}$ )	Temps de chauffe - Surface moulante (s)	Vitesse de chauffe ( $^{\circ}C.min^{-1}$ )
ref	1055	1348	5,2
6	2032	502	12,1

*Tableau 3.12 – Résultats comparatifs pour les deux sections rectangulaires*

Il est confirmé par cette étude complémentaire l'importance de l'adaptation de la géométrie des canaux de chauffe au fluide utilisé et aux dimensions de l'outillage. Ainsi, le passage de canaux de section  $30 \times 2\text{mm}^2$  à  $30 \times 4\text{mm}^2$  a permis une diminution des pertes de charge, menant à une augmentation d'un facteur 2 du coefficient d'échange convectif. Ce meilleur échange thermique provoque une réduction sensible du temps de chauffe et limite de ce fait la chauffe de l'isolant.

### 3.3 Conclusion

Les études numériques réalisées à l'aide des outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 ont permis de confirmer le fort intérêt du concept MATTE dans l'optique d'augmenter les vitesses de chauffe et de refroidissement. Cependant, ces études ont également mis en lumière le fait que le passage de canaux circulaires à rectangulaire, outre le fait de permettre une forte réduction de l'épaisseur de la peau chauffante, engendrait une augmentation des pertes de charge du système. Il existe donc un domaine d'utilisation pour lequel l'augmentation de la surface d'échange convective est supérieure à la diminution du coefficient convectif, améliorant de ce fait le transfert de chaleur du fluide vers l'outillage. A l'inverse, pour des structures de grandes dimensions et/ou pour des fluides caloporteurs ayant une viscosité importante, l'échange convectif dans des canaux rectangulaires peut s'avérer moindre vis-à-vis des canaux circulaires. Il est donc nécessaire pour ces configurations de s'assurer que le gain obtenu par la réduction de la masse, grâce à l'intégration de canaux rectangulaires, soit supérieur à la perte issue de la diminution de l'échange convectif.

Enfin, la dernière étude numérique a permis de mettre en évidence la nécessité d'intégrer les technologies de chauffe, fluide, pompe, thermorégulateur, lors de la conception et du dimensionnement. En effet, la nature du fluide et la pompe s'avèrent être influents sur le point de fonctionnement du système et donc sur l'échange convectif dans les canaux de chauffe. La puissance du thermorégulateur rapportée à la masse totale à chauffer détermine quant à elle les performances maximales pouvant être atteintes par le système.

Ces différentes études numériques confirment ainsi le potentiel du concept MATTE et esquisser les premières règles de conception dans le but de rendre le système de mise en oeuvre efficace thermiquement.