

# Phénomènes physiques et Outils-métier

---

*L'objectif de ce chapitre est de présenter dans un premier temps les principaux phénomènes physiques intervenant dans les outillages à fluides caloporteurs pour la transformation de pièces composites : phénomènes de transferts thermiques, écoulement fluidique et interactions technologiques. Dans un second temps, les outils numériques mis en place pour le développement du concept MATTE sont présentés. Ces outils doivent permettre de modéliser de manière fiable le comportement thermomécanique de la structure.*

---

## Sommaire

<b>2.1</b>	<b>Phénomènes physiques</b>	<b>29</b>
2.1.1	Généralités : fluidique et thermique	29
2.1.2	Généralités : circuit de chauffe	34
2.1.3	Pertes de charge dans le circuit de chauffe	36
2.1.4	Thermique	38
2.1.5	Régulation PID	40
<b>2.2</b>	<b>Outils-métier numériques</b>	<b>43</b>
2.2.1	Outil-métier FLUIDE1	45
2.2.2	Outil-métier THERM1	47
2.2.3	Outil-métier MECA1	53
<b>2.3</b>	<b>Conclusion</b>	<b>54</b>

## 2.1 Phénomènes physiques

### 2.1.1 Généralités : fluidique et thermique

La première loi de la thermodynamique stipule que pour un système donné, l'énergie totale doit être conservée et que seul un transfert d'énergie par l'intermédiaire des frontières de ce système peut faire varier la quantité d'énergie. Pour un système clos ou pour un système contrôlé, cela peut soit correspondre à un transfert de chaleur à travers les frontières du système, notée  $Q$ , soit à un travail réalisé sur ou par le système, noté  $W$ . Cela peut être formulé mathématiquement par l'équation 2.1.

$$\Delta E_{stockee}^{totale} = Q - W \quad (2.1)$$

L'énergie totale stockée par le système correspond à l'énergie mécanique (énergie cinétique et énergie potentielle) et à l'énergie interne (énergie thermique, chimique et nucléaire). Ainsi, afin de respecter la loi sur la conservation d'énergie, il est défini que pour un intervalle de temps défini  $\Delta t$ , l'augmentation de la quantité d'énergie thermique et mécanique stockée dans le système doit être égale à la quantité d'énergie thermique et mécanique qui entre dans le système, moins la quantité d'énergie thermique et mécanique qui sort du système, plus l'énergie thermique et mécanique qui est générée dans le système. Cela se traduit mathématiquement par l'équation 2.2.

$$\Delta E_{stockee} = E_{entrant} - E_{sortant} + E_{generee} \quad (2.2)$$

Cette égalité devant être satisfaite également à tout instant  $t$ , l'équation 2.2 peut être généralisée au flux thermique par l'équation 2.3.

$$\frac{dE_{stockee}}{dt} = \dot{E}_{entrant} - \dot{E}_{sortant} + \dot{E}_{generee} \quad (2.3)$$

Dans le cas d'un échange thermique en surface, la conservation énergétique est caractérisée par l'équation 2.4.

$$\dot{E}_{entrant} - \dot{E}_{sortant} = 0 \quad (2.4)$$

Les phénomènes de transferts thermiques pouvant agir en surface sont : phénomène de conduction du solide à sa surface frontière, phénomène de convection avec le milieu extérieur et phénomène de rayonnement avec le milieu extérieur. La conduction est un phénomène de transfert thermique sans déplacement de matière et est provoquée par la différence de température au sein d'une structure. Dans un outillage de mise en œuvre des composites, la conduction se déroule principalement dans le moule et dans le composite transformé.

Pour rappel, le lien entre le flux thermique  $\vec{\Phi}$  et la densité de flux thermique  $\vec{\phi}$  est présenté équation 2.5. La densité de flux thermique correspond au flux thermique par unité de surface.

$$\vec{\Phi} = \vec{\phi} \cdot S \quad (2.5)$$

La densité de flux de chaleur par conduction, est caractérisée par la loi de Fourier, présentée équation 2.6 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{conductif}} = -\lambda(T) \cdot \overrightarrow{grad(T)} \quad (2.6)$$

Soit en 1D et en repère cartésien, équation 2.7 :

$$\varphi_{conductif} = -\lambda(T) \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

La convection quant à elle est un phénomène de transfert thermique avec déplacement de matière et se déroule essentiellement dans les fluides ou entre un solide et un fluide. Le transfert de chaleur par convection est constitué de deux mécanismes : l'énergie transférée par diffusion moléculaire et l'énergie transférée par le déplacement macroscopique du fluide. Ces phénomènes associés à un gradient de température contribuent au transfert de chaleur. Le phénomène de convection peut être classé en fonction de la nature de l'écoulement du fluide : naturel dans le cas d'un écoulement dû à la gravité, forcé dans le cas d'un écoulement dû à une force extérieure telle que celle apportée par une pompe. Dans un outillage régulé thermiquement à l'aide d'un fluide caloporteur, une convection forcée se déroule au niveau des canaux de circulation du fluide, tandis qu'une convection naturelle existe sur les faces externes de la structure. La densité de flux de chaleur par convection, normale à la surface d'échange, est caractérisée par l'équation 2.8 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{convectif}} = h_{convectif} \cdot (T_{surface} - T_{\infty}) \cdot \overrightarrow{n} \quad (2.8)$$

Avec  $h_{convectif}$  le coefficient d'échange convectif,  $T_{surface}$  la température de la surface frontière du système,  $T_{\infty}$  la température du fluide et  $\overrightarrow{n}$  le vecteur unitaire normal à la surface.

Le rayonnement est un phénomène de transfert thermique ne nécessitant pas de matière pour opérer et correspond à une réduction de l'énergie interne stockée par le matériau afin de tendre vers un équilibre thermodynamique avec l'environnement. Ce mécanisme d'émission est lié aux oscillations des électrons constitutifs de la matière. La densité de flux de chaleur par rayonnement est caractérisée par l'équation 2.9 [Theodore L.2011] :

$$\overrightarrow{\varphi_{radiatif}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\infty}^4 - T_{surface}^4) \cdot \overrightarrow{n} \quad (2.9)$$

Avec  $\varepsilon$  l'émissivité du solide,  $\sigma$  la constante de Stephan-Boltzman :  $\sigma = 5.67E^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ,  $T_{surface}$  la température de la surface frontière du système et  $T_{\infty}$  la température du corps noir vers lequel le système rayonne.

Ainsi, en intégrant les équations 2.6 à 2.9 dans l'équation 2.4, la balance énergétique peut être caractérisée par l'équation 2.10.

$$\overrightarrow{\varphi_{conductif}} - \overrightarrow{\varphi_{convectif}} - \overrightarrow{\varphi_{radiatif}} = \overrightarrow{0} \quad (2.10)$$

Par ailleurs, après application de la conservation d'énergie sur un volume élémentaire à travers lequel le transfert d'énergie se fait exclusivement par conduction, nous obtenons l'équation aux dérivées partielles de la chaleur, équation 2.11, qui permet la description du phénomène de conduction thermique dans le repère cartésien.

$$\rho(T) \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial z}) + \dot{E}_{generee} \quad (2.11)$$

Dans le cas d'une conduction sans génération d'énergie dans un matériau présentant des propriétés constantes et non dépendantes vis-à-vis de la température, l'équation de la chaleur est redéfinie par l'équation 2.12.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \nabla^2(T) \quad (2.12)$$

D'autre part, la chauffe d'un outillage par un fluide caloporteur est réalisée par l'intermédiaire d'un écoulement interne du fluide dans la structure. Cet écoulement génère un échange thermique par convection dépendant du coefficient convectif  $h$ . La démarche de calcul permettant d'estimer ce coefficient sera présentée par la suite et fait appel aux nombres sans dimension présentés ci-après [Theodore L.2011] :

- Nombre de Prandlt (Pr) – équation 2.13 ;
- Nombre de Reynolds (Re) – équation 2.14.

$$Pr = \frac{\mu_{fluide} \cdot c_p}{\lambda_{fluide}} \quad (2.13)$$

$$Re = \frac{\rho_{fluide} \cdot v_{fluide} \cdot D_h}{\mu_{fluide}} \quad (2.14)$$

Avec :

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (2.15)$$

Et avec :

- $\rho_{fluide}$  : Masse volumique du fluide ( $kg \cdot m^{-3}$ );
- $v_{fluide}$  : Vitesse moyenne du fluide ( $m \cdot s^{-1}$ );
- $D_h$  : Diamètre hydraulique du canal ( $m$ );
- $\mu_{fluide}$  : Viscosité dynamique du fluide ( $m^2 \cdot s^{-1}$ );
- $c_p$  : Chaleur spécifique du fluide ( $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ );
- $\lambda_{fluide}$  : Conductivité thermique du fluide ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ );
- $A$  : Section du canal ( $m^2$ );
- $P$  : Périmètre mouillé du canal ( $m$ ).

L'utilisation du diamètre hydraulique permet de rendre une section quelconque de canal équivalente à une section circulaire, permettant ainsi l'utilisation des équations présentées ci-dessus. L'utilisation du diamètre hydraulique permet de ce fait l'estimation d'un coefficient convectif homogène sur la paroi du canal de chauffe.

Concernant le régime d'écoulement du fluide en circulation forcée, le régime est laminaire pour  $Re$  inférieur à 2300, turbulent pour  $Re$  supérieur à 10000 et transitoire entre ces deux bornes. Il existe par ailleurs le nombre de Biot caractérisant le rapport entre la résistance thermique de surface d'une structure et la résistance thermique au sein de la structure [Theodore L.2011]. Ce paramètre sans dimension est défini par l'équation 2.16.

$$Bi = \frac{h.L_c}{\lambda} \quad (2.16)$$

Avec :

- $h$  : Coefficient convectif ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ );
- $L_c$  : Longueur caractéristique de la structure ( $m$ );
- $\lambda$  : Coefficient de conduction ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ ).

Dans le cas d'une structure possédant une résistance thermique à l'interface supérieure à la résistance thermique au sein de la structure, le nombre de Biot est inférieur à 1. Ainsi, c'est la résistance de surface qui limite l'échange thermique dans la structure et il peut être approximé que le gradient de température est faible en son sein [Theodore L.2011]. Le champ de température dans la structure est considéré homogène pour des valeurs du nombre de Biot inférieures à 0,1. A l'inverse, pour une structure possédant une résistance thermique à l'interface inférieure à la résistance thermique au sein de la structure, le nombre de Biot est supérieur à 1. C'est ainsi la résistance de conduction qui limite l'échange thermique dans la structure et le gradient de température devient non négligeable en son sein.

Dans le cas d'un outillage destiné à la transformation des matériaux composites, la détermination du nombre de Biot peut permettre l'identification du facteur technologique limitant dans la chauffe de la structure. En effet, pour un outillage possédant un nombre de Biot inférieur à 1, le gradient de température peut être considéré faible dans la structure du fait du caractère limitant de l'échange convectif. Les performances thermiques peuvent donc être augmentées via une augmentation du l'échange convectif en améliorant la circulation du fluide caloporteur. A l'inverse, pour un moule possédant un nombre de Biot supérieur à 1, le gradient de température ne peut pas être considéré comme négligeable dans la structure du fait du caractère limitant de l'échange par conduction. Ainsi, les performances thermiques de la structure peuvent être augmentées via une diminution de l'épaisseur de l'outillage si possible, ou par le passage à un matériau possédant un coefficient de conduction supérieur. Ainsi, dans un outillage régulé thermiquement par de la convection et de la conduction, il est judicieux d'adapter les paramètres géométriques et technologiques du système, de sorte à équilibrer la résistance de convection et la résistance de conduction. Cela se traduit par l'obtention d'un nombre de Biot proche de 1 pour la structure.

Par ailleurs, dans le cas de transferts thermiques en régime transitoire faisant intervenir de la conduction et de la convection, il peut être intéressant de considérer la constante de temps convective qui caractérise la réactivité thermique du système [Theodore L.2011, Lévy1988].

Dans le cas simple d'un solide présentant une température uniforme et échangeant de la chaleur par convection avec le milieu extérieur qui est également à température constante, l'équilibre énergétique du système peut être défini par l'équation 2.17.

$$-E_{\text{sortant}} = E_{\text{stockee}} \quad (2.17)$$

Soit :

$$-h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}} \cdot (T_{\text{surface}} - T_{\infty}) = \rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.18)$$

Avec :

- $S_{\text{echange}}$  : La surface d'échange convectif entre le solide et le fluide ;
- $T_{\text{surface}}$  : La température de la surface d'échange ;
- $T_{\infty}$  : La température constante du fluide ;
- $\rho$  : La masse volumique du solide ;
- $V_{\text{solide}}$  : Le volume du solide ;
- $c_p$  : La chaleur spécifique du solide.

Après intégration de l'équation 2.18, nous obtenons l'équation 2.19 :

$$\frac{T_{\text{surface}} - T_{\infty}}{T_{\text{initiale}} - T_{\infty}} = \exp\left(\frac{-h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}} \cdot t}{\rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p}\right) \quad (2.19)$$

Il apparaît ainsi la constante de temps présentée équation 2.20, dans laquelle un premier terme correspond à la résistance de convection et un second terme à la capacité thermique du système. Une augmentation de l'un ou l'autre des termes entraîne une augmentation de la réactivité du système, et inversement. La constante de temps  $\tau$  correspond au temps théorique du système pour atteindre 63% de la réponse en régime permanent.

$$\tau = \frac{1}{h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{echange}}} \cdot \rho \cdot V_{\text{solide}} \cdot c_p \quad (2.20)$$

Concernant la chauffe d'un outillage par une technologie de chauffe à température constante, telle qu'un système SKID, un travail sur la constante de temps peut permettre une meilleure caractérisation de la réactivité de la structure. Il est important de noter que dans le cas d'un système « outillage – fluide – thermorégulateur – pompe » dans lequel l'outillage et le fluide voient leur température évoluer au cours du cycle thermique, il n'est plus possible d'exploiter la démarche présentée précédemment permettant d'aboutir à la constante de temps, équation 2.20. En effet, dans ce cas de figure la température du fluide s'avère être variable, tout comme le coefficient convectif. De plus, la réponse thermique du système peut, en fonction des technologies de chauffe utilisées, ne plus être d'apparence logarithmique.

Enfin, il est possible dans des phases de pré-dimensionnement de faire appel à la constante de temps conductive. Dans le cas d'une conduction simple unidimensionnelle et avec des propriétés matériaux considérées comme constante avec la température, la diffusion thermique est caractérisée par l'équation 2.21.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.21)$$

Il est possible de définir la diffusivité thermique par l'équation 2.22 :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (2.22)$$

Ainsi, une analyse dimensionnelle sur le paramètre  $\alpha$  montre que ce coefficient est équivalent à un rapport d'une longueur au carré sur un temps. Nous avons ainsi l'apparition d'une constante de temps conductive équation 2.23.

$$\tau \sim \alpha \cdot L^2 \quad (2.23)$$

### 2.1.2 Généralités : circuit de chauffe

Les outillages autonomes thermiquement permettent une thermorégulation interne à l'outillage au cours du cycle de transformation du composite. Cette gestion de la thermique est réalisée à l'aide d'un fluide caloporteur régulé thermiquement par un thermorégulateur externe et circulant dans des canaux intégrés à l'outillage. Les constituants principaux du système sont donc : le fluide caloporteur, l'outillage, les canaux de chauffe et de refroidissement, la pompe et le thermorégulateur.

#### Fluide caloporteur :

Un fluide caloporteur est un fluide permettant le transport de chaleur entre différentes sources de température. Dans le cas d'un système RTM, le fluide caloporteur a pour objectif de transporter la chaleur du thermorégulateur à l'outillage lors de la phase de chauffe et de l'outillage au thermorégulateur lors de la phase de refroidissement. Industriellement, deux fluides sont couramment utilisés : l'eau et l'huile [Shayfull2014, SISE2017].

#### Outillage :

L'outillage est la structure permettant la mise en forme et la transformation du matériau composite. Il est défini par son ou ses matériaux constitutifs, la masse à chauffer et les canaux de chauffe et de refroidissement intégrés. Actuellement, les outillages RTM sont conçus à l'aide de règles de conception issues du domaine de la plasturgie, c'est-à-dire qu'un bloc massif d'acier ou d'aluminium est usiné, puis des perçages droits sont réalisés pour former les canaux de circulation du fluide caloporteur [Rosato2000]. Cette méthodologie de conception présente l'intérêt d'obtenir des outillages robustes, résistants aux pressions d'injection de la résine et fabriqués à l'aide de procédés de mise en œuvre maîtrisés, mais cela est fait au détriment des performances thermiques telles que la vitesse de chauffe, la consommation énergétique ... De plus, ces règles de conception mènent à des outillages surdimensionnés mécaniquement car les pressions en jeu lors de l'injection plastique sont de l'ordre de plusieurs centaines de bars, tandis que pour le RTM, ces pressions sont au maximum de quelques dizaines de bars.

#### Canaux :

Les canaux de chauffe et de refroidissement permettant la circulation du fluide caloporteur au sein de l'outillage sont caractérisés par leur géométrie, leur distance vis-à-vis de la surface moulante, leur entraxe et le réseau de circulation. Actuellement, les canaux étant réalisés par perçage au sein des outillages massifs, les canaux sont de géométrie circulaire et avec un positionnement et un réseau de circulation du fluide dépendant des contraintes de perçage et de l'encombrement éventuel d'autres éléments dans l'outillage (capteurs, broches...). L'altitude des canaux par rapport à la surface moulante est de ce fait variable et le réseau de perçage peut être multi-branche, aboutissant à une circulation du fluide non maîtrisée. Un exemple de canaux droits conventionnels est présenté Figure 1.11a. Des solutions à canaux conformables réalisées par impression 3D métallique existent (SLM, EBM, ...), mais sont actuellement limitées en tailles et en applications.

**Thermorégulateur :**

Le thermorégulateur est un système permettant de réaliser la chauffe, et parfois le refroidissement du fluide caloporteur le traversant et est caractérisé par sa puissance thermique et par le volume de fluide dans son réservoir. Généralement, les thermorégulateurs sont équipés d'un système de régulation PID, permettant de piloter la puissance du thermorégulateur et ainsi de contrôler automatiquement la chauffe et le refroidissement du fluide en fonction de la consigne de température imposée. Un exemple de thermorégulateur est présenté Figure 2.1.

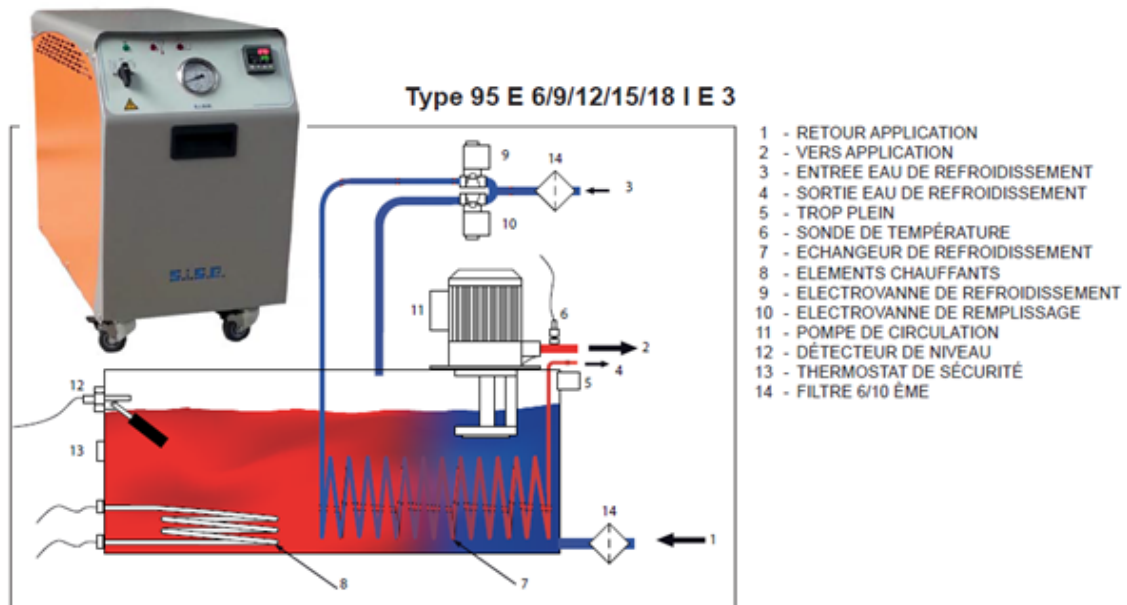


Figure 2.1 – Thermorégulateur SISE et schéma de principe

**Pompe :**

La pompe, intégrée au thermorégulateur, permet de forcer la circulation du fluide dans l'outillage et ainsi de transporter la chaleur du thermorégulateur à l'outillage et inversement. La pompe est caractérisée par sa capacité à faire circuler le fluide caloporteur dans le réseau de canaux.

La chauffe et le refroidissement lors de la transformation RTM d'un composite nécessitent donc l'utilisation de plusieurs technologies et mettent en jeu plusieurs phénomènes physiques, tels que l'écoulement d'un fluide et l'échange convectif. La Figure 2.2 présente le système de transformation typique par RTM (du laboratoire SYMME) avec un outillage, un thermorégulateur et une pompe et le fluide caloporteur.



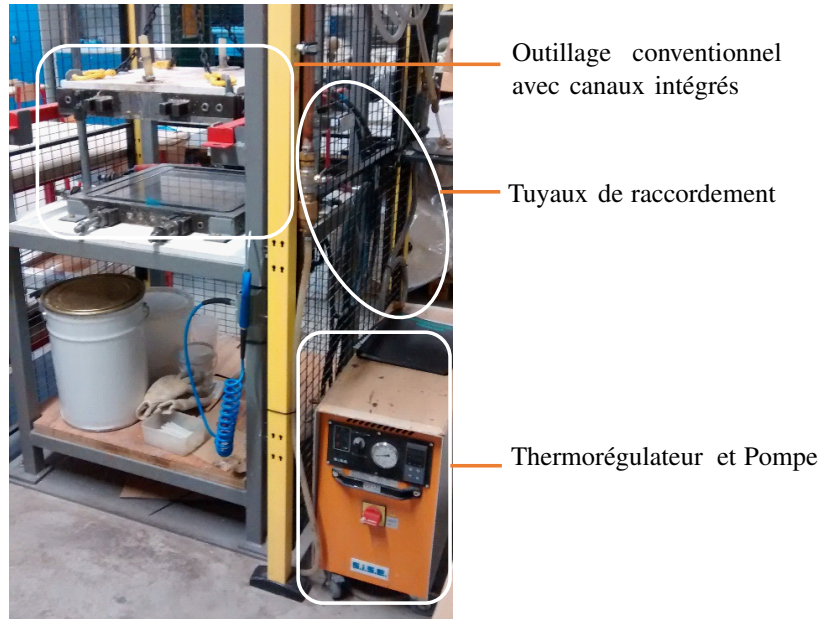


Figure 2.2 – Système outillage-thermorégulateur

### 2.1.3 Pertes de charge dans le circuit de chauffe

Un outillage, composé de canaux dans lesquels un fluide circule, possède une courbe caractéristique définie à une température donnée du fluide et est fonction du débit d'écoulement du fluide et des pertes de charge du système. La pompe intégrée au thermorégulateur possède également une courbe caractéristique définie par sa capacité de reprise des pertes de charge en fonction du débit d'écoulement du fluide. L'intersection entre les courbes caractéristiques de l'outillage et de la pompe correspond au point de fonctionnement du système et permet ainsi l'obtention du débit du fluide dans l'outillage. Ce point de fonctionnement est donc dépendant : des canaux dans l'outillage, du fluide, de la pompe et de la température. Un exemple de point de fonctionnement déterminé par l'intersection des deux courbes caractéristiques est présenté Figure 2.3.

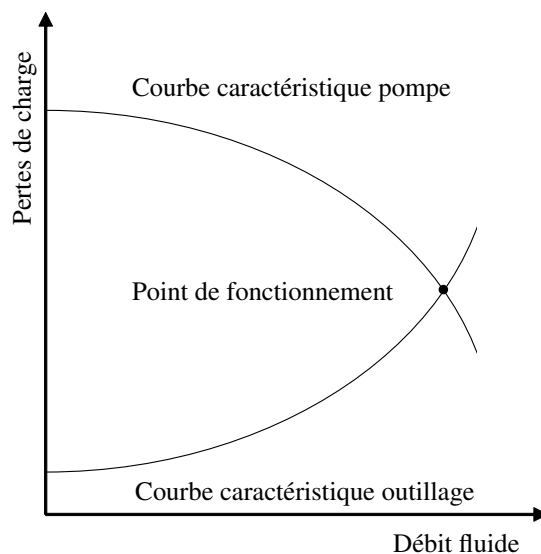


Figure 2.3 – Détermination du point de fonctionnement

Les calculs de pertes de charge régulières et singulières, respectivement équation 2.24 et équation 2.25, sont réalisés à l'aide des formules issues du Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

$$\Delta H_{reguliere} = \frac{\beta \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D_h} \cdot \frac{\rho_{fluide}}{\rho_{eau}} \quad (2.24)$$

$$\Delta H_{singuliere} = \frac{\kappa \cdot v^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{fluide}}{\rho_{eau}} \quad (2.25)$$

En régime turbulent, le coefficient de pertes de charge  $\beta$  est déterminé à l'aide de la corrélation de Serghides, équation 2.26 à équation 2.29, qui permet d'obtenir de manière explicite des résultats proches de ceux obtenus par l'équation implicite de Colebrook–White et possède un large domaine d'utilisation :  $4000 < Re < 1.10^{10}$  [Asker2014].

$$\beta = \left( A - \frac{(B-A)^2}{C-2B-A} \right)^{-2} \quad (2.26)$$

Avec les équations 2.27 à équation 2.29 et  $\varepsilon$  la rugosité relative de la paroi :

$$A = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{12}{Re} \right) \quad (2.27)$$

$$B = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{2,51 \cdot A}{Re} \right) \quad (2.28)$$

$$C = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{2,51 \cdot B}{Re} \right) \quad (2.29)$$

En régime laminaire, la loi de Poiseuille, équation 2.30, est utilisée.

$$\beta = \frac{64}{Re} \quad (2.30)$$

En présence de singularités,  $\kappa$  est une caractéristique spécifique à la singularité géométrique et est déterminé à l'aide des abaques issues du Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

Par exemple, les principales singularités présentes dans les réseaux de circulation du fluide caloporteur dans les outillages sont des coudes à parois concentriques présentées Figure 2.4.

Pour des serpentins présentant un rapport entre le rayon du coude et le diamètre hydraulique supérieur à 1,5, la détermination du coefficient  $\kappa$  est réalisée à l'aide des équation 2.31 à équation 2.36d. Aux vues des dimensions en jeu, ce cas de figure devrait être le cas majoritairement rencontré lors des différentes conceptions d'outillages.

$$\kappa = \kappa_f + \kappa_M \quad (2.31)$$

$$\kappa_f = 0,0175 \cdot \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{R_0}{D_h} \cdot \delta \quad (2.32)$$

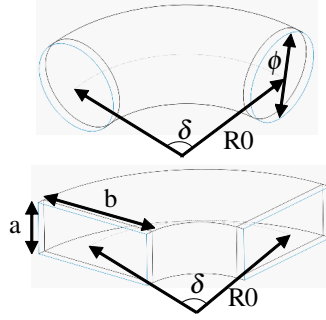


Figure 2.4 – Coudes à parois concentriques

$$\kappa_M = A.B.C \quad (2.33)$$

$$A = 0,9 \cdot \sin(\delta) \quad \text{pour } \delta \leq 70^\circ \quad (2.34a)$$

$$A = 1 \quad \text{pour } \delta = 90^\circ \quad (2.34b)$$

$$A = 0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta}{90} \quad \text{pour } \delta \geq 90^\circ \quad (2.34c)$$

$$B = \frac{0,21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_h}\right)}} \quad (2.35)$$

$$C = 1,45 \quad \text{pour } a/b = 0,5 \quad (2.36a)$$

$$C = 1,00 \quad \text{pour } a/b = 1,0 \quad (2.36b)$$

$$C = 0,68 \quad \text{pour } a/b = 1,5 \quad (2.36c)$$

$$C = 0,40 \quad \text{pour } a/b = 3 \quad (2.36d)$$

Avec  $a/b$  correspondant au rapport de la hauteur du canal sur la largeur du canal.

Dans le cas d'un rapport entre le rayon du coude et le diamètre hydraulique inférieur à 1,5, la détermination du coefficient  $\kappa$  sera possible en se référant à l'abaque correspondante dans le Memento des pertes de charge de I.E Idelcik [Idel'cik1986].

## 2.1.4 Thermique

Dans ces travaux, comme cela sera présenté par la suite, une modélisation thermique 2D est mise en place dans le but de s'affranchir d'un modèle fluidique 3D coûteux en temps de modélisation et temps de calcul. Ce type de modélisation a pour objectif de (i) pouvoir faciliter le développement du concept MATTE et de la mise en place des règles de conception associées (ii) faciliter l'exploitation en entreprise d'un modèle peu coûteux. Ce type de modélisation (modèle thermique sur une structure 2D représentative) s'avère être courant dans la bibliographie scientifique et dans le domaine industriel. Le choix d'exploiter une modélisation thermique 2D implique cependant des hypothèses sur les phénomènes de transfert thermique. Ainsi, les phénomènes d'advection<sup>1</sup>, la perte de chaleur du fluide le long du canal et la zone de développement du fluide dans le canal ne sont pas pris en compte dans ce modèle.

1. phénomène de transport de la chaleur par le mouvement du fluide

Dans le cas d'un écoulement d'un fluide caloporteur dans un outillage, le transfert thermique par convection forcée à l'interface paroi – fluide et sans la prise en compte des phénomènes d'advection, peut être caractérisé par équation 2.37.

$$\vec{\Phi} = (T_{surface} - T_{fluide}) \cdot \bar{h} \cdot S_{convection} \cdot \vec{n} \quad (2.37)$$

Avec  $\bar{h}$  le coefficient convectif moyen sur la surface d'échange convective totale de canaux,  $T_{surface}$  la température de la surface d'échange et  $T_{fluide}$  la température moyenne du fluide.

Le coefficient  $\bar{h}$  caractérise ainsi le transfert de chaleur par convection. Ce coefficient dépend du modèle d'écoulement du fluide, des propriétés du fluide et du débit de fonctionnement.

L'écoulement du fluide caloporteur dans les canaux de l'outillage étant un écoulement interne, les équation 2.38a à équation 2.38d sont utilisées pour la détermination du coefficient convectif [Theodore L.2011].

$$\text{Nombre de Nusselt - Turbulent} \quad Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad (2.38a)$$

$$\text{Nombre de Nusselt - Laminaire, tube circulaire} \quad Nu = 3,66 \quad (2.38b)$$

$$\text{Nombre de Nusselt - Laminaire, tube circulaire} \quad \text{cf. Table 2.1} \quad (2.38c)$$

$$\text{Coefficient convectif} \quad \bar{h} = Nu \cdot \lambda_{fluide} / D_h \quad (2.38d)$$

a/b	4	8	$\infty$
Nu	4,44	5,60	7,54

Tableau 2.1 – Nombre de Nusselt en régime laminaire – tube rectangulaire de section a.b

Les études qui seront présentées par la suite étant en 2D, nous considérerons l'écoulement du fluide comme établi dans les canaux, ainsi, nous utilisons la corrélation de Dittus-Boelter, équation 2.38a, pour la détermination du nombre de Nusselt.

La démarche permettant la détermination du coefficient convectif  $h$  est donc la suivante et est présentée Figure 2.5 :

1. Détermination de la courbe caractéristique de l'outillage – Calcul des pertes de charge ;
2. Détermination du point de fonctionnement du système – Intersection des courbes caractéristiques de l'outillage et de la pompe ;
3. Détermination du coefficient convectif.

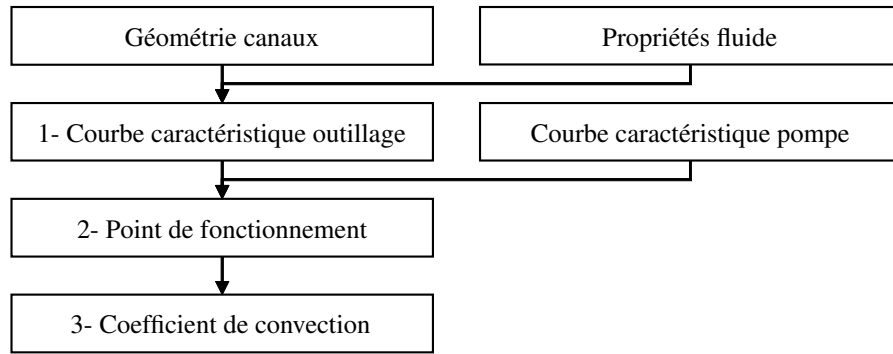


Figure 2.5 – Démarche pour la détermination du coefficient convectif  $\bar{h}$

### 2.1.5 Régulation PID

Le système de régulation PID permet de réaliser un asservissement en boucle fermée d'un procédé industriel; c'est le système de régulation le plus utilisé dans l'industrie. Dans le cas d'un procédé de transformation des matériaux composites, le PID permet de réguler la chauffe et le refroidissement du système au cours du temps. Pour ce faire, l'algorithme calcule la différence entre la valeur mesurée et la consigne (température et écart de température), afin de déterminer la commande à appliquer.

- Action proportionnelle : l'erreur est multipliée par un gain  $Kp$ ;
- Action intégrale : l'erreur est intégrée et divisée par un gain  $Ki$ ;
- Action dérivée : l'erreur est dérivée et multipliée par un gain  $Kd$ .

La régulation PID développée et intégrée dans la modélisation thermique présentée ultérieurement, intègre des paramètres  $Kp$ ,  $Ki$  et  $Kd$  qui sont issus de la fiche technique du régulateur ou sont déterminés de manière successive par l'utilisateur par une phase d'essais. Le paramètre proportionnel  $Kp$  est déterminé dans un premier temps avec pour objectif l'amélioration du temps de réponse du système, c'est-à-dire la réduction du temps de montée. Dans un deuxième temps, le paramètre d'intégration  $Ki$  est fixé afin d'éliminer l'erreur finale du système, c'est-à-dire la suppression de l'erreur statique. Pour terminer, le paramètre de dérivation  $Kd$  est déterminé pour rendre le système plus stable. Ces paramètres de régulation  $Kp$ ,  $Ki$  et  $Kd$  pourraient également être déterminés de manière expérimentale : méthode de Zielgler-Nichols, Cohen-Coon, fonction « auto-tune » intégré ... ou logiciel : PID tuning software, Scilab ... La Figure 2.6 présente la réponse typique d'un système régulé à l'aide d'un PID.

La démarche mise en place pour la détermination de la commande à partir de la consigne et de la mesure est présentée Figure 2.7.

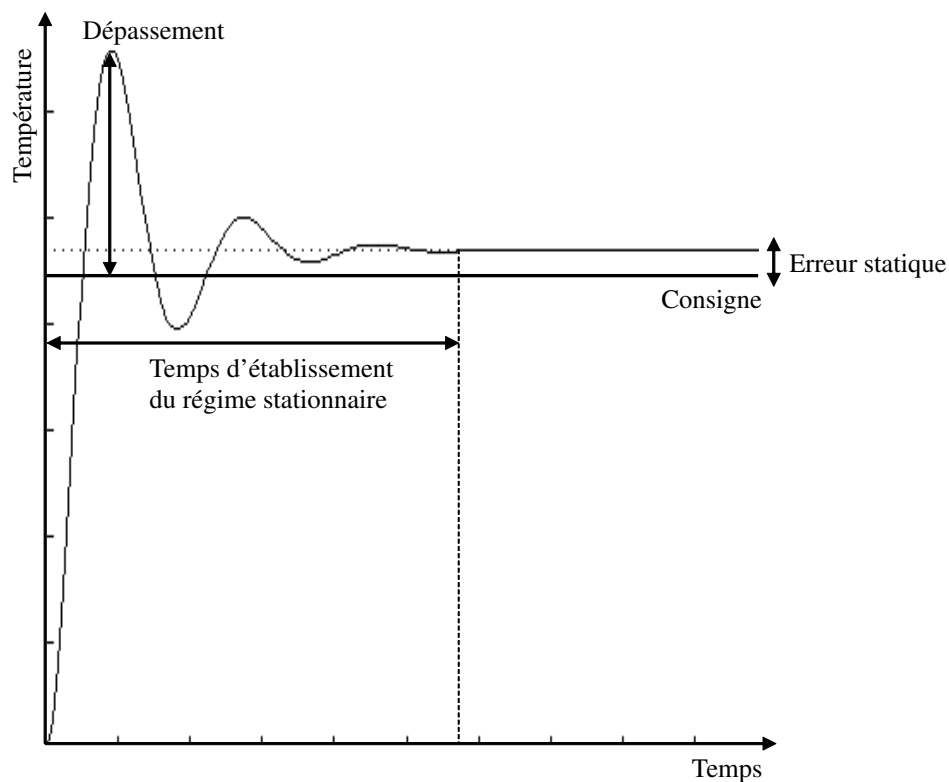


Figure 2.6 – Régulation typique d'un PID

Consignes	<ul style="list-style-type: none"> <li>. Température théorique cible</li> <li>. Ecart de température théorique cible</li> </ul>
Mesures	<ul style="list-style-type: none"> <li>. Température par thermocouples ou numériquement</li> <li>. Ecart de température par thermocouples ou numériquement</li> </ul>
Erreur	$Consigne - Mesure$
Somme Erreur	$Erreur + Erreur\ précédente$
Variation Erreur	$Erreur - Erreur\ précédente$
Commande	$K_p \times Erreur + K_i \times Somme\ Erreur + K_d \times Variation\ Erreur$

Figure 2.7 – Fonctionnement PID

L'objectif de ces travaux de thèse est le développement d'un système novateur permettant d'accroître les vitesses de chauffe et de refroidissement pour la mise en œuvre des composites, tout en garantissant une maîtrise spatiotemporelle du champ de températures. Afin de maîtriser les vitesses de chauffe et de refroidissement et de maîtriser l'écart de température sur la surface moulante, un système de double régulation PID doit être mis en place selon la démarche présentée Figure 2.8.

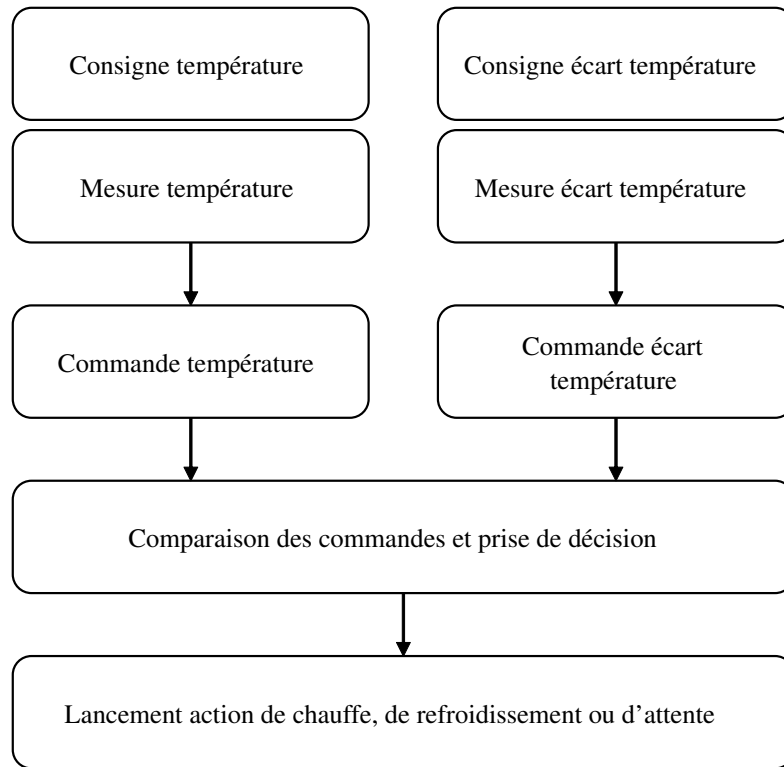


Figure 2.8 – Fonction du double PID

Une comparaison est menée sur les commandes de la régulation PID en température et de la régulation PID en écart de température, afin de déterminer l'action à réaliser par le thermorégulateur : lancement de la puissance de chauffe ou lancement de la puissance de froid. Le Tableau 2.2 présente les combinaisons de commandes possibles et les actions à réaliser par le thermorégulateur associé.

		Phase chauffe	Phase refroidissement
Commande température	Commande DT	Action	Action
Positive	Positive	Lancement chaud	Lancement chaud
Négative	Négative	Lancement froid	Lancement chaud
Positive	Négative	Lancement froid	Lancement chaud
Négative	Positive	Lancement froid	Lancement froid

Tableau 2.2 – Action double PID - Phase de chauffe

Dans le cadre des études numériques menées au cours de ces travaux de thèse, les mesures de températures sont réalisées à l'aide de relevés nodaux sur le modèle éléments finis. Industriellement, les mesures peuvent être effectuées à l'aide de thermocouples positionnés sur la peau

moulante.

Il est tout de même important de noter que les réglages PID implémentés dans la régulation ne sont pas optimaux, mais sélectionnés de sorte à obtenir un compromis entre la précision, la stabilité et la rapidité du système. De plus, les régulations PID peuvent s'avérer inefficaces en présence de systèmes fortement non-linéaires et/ou en présence de réponses différentes entre l'activation et l'arrêt de la commande. Par exemple, dans le cas d'un fluide thermorégulé à l'aide d'une puissance de chauffe et d'une puissance de froid d'intensité différente, il est nécessaire d'ajuster les paramètres PID afin de garantir la stabilité du système, ce qui impacte de ce fait la performance.

## 2.2 Outils-métier numériques

En plus du développement technologique complet du concept MATTE, ces travaux de thèse doivent aboutir au développement d'une chaîne de conception permettant de concevoir et de dimensionner de manière rapide, efficace et en interne les outillages MATTE. Pour cela, il est nécessaire de mettre en place des outils numériques pour permettre par exemple : homogénéiser le stratifié composite afin de simplifier la modélisation éléments finis et les calculs associés, déterminer les points de fonctionnement de la structure étudiée, déterminer le coefficient convectif. . . Comme cela est présenté Figure 1.12, la démarche de recherche mise en place est en lien étroit avec le déroulement d'une affaire en entreprise. Ainsi, la démarche associée de développement des outils-métier est présentée Figure 2.9 et met en évidence les interactions et les intérêts entre les outils-métier et les travaux menés au cours de la thèse et les affaires traitées en entreprise.

L'objectif principal de chacun de ces outils est présenté ci-dessous :

MAT1 : Outil d'homogénéisation mécanique des composites basé sur la MSC [Hollister1992]

MAT2 : Outil d'homogénéisation thermique des composites basé sur la MSC

FLUIDE1 : Outil permettant le calcul du coefficient convectif

THERM1 : Outil de simulation thermique sur un VER nominal 2D MATTE

THERM2 : Outil de simulation thermique sur une coupe quelconque 2D représentative

MECA1 : Outil de simulation mécanique sur un VER nominal 2D MATTE

MECA2 : Outil de simulation mécanique sur une coupe quelconque 2D représentative

OPTI1 : Outil d'optimisation thermique – Création d'un métamodèle thermique

OPTI2 : Outil d'optimisation mécanique – Création d'un métamodèle mécanique

OPTI3 : Outil global d'optimisation multi-objectifs sous contraintes

Dans la suite de ce rapport, le fonctionnement des outils-métier FLUIDE1, THERM1 et MECA1 est présenté de manière détaillée, respectivement pour la détermination du coefficient convectif, pour la simulation éléments finis en thermique transitoire et pour la simulation éléments finis en mécanique statique. Les outils THERM2 et MECA2 consistent en une généralisation des outils THERM1 et MECA1 en terme de géométries admissibles pour la simulation et à l'automatisation de la création de ces dernières.



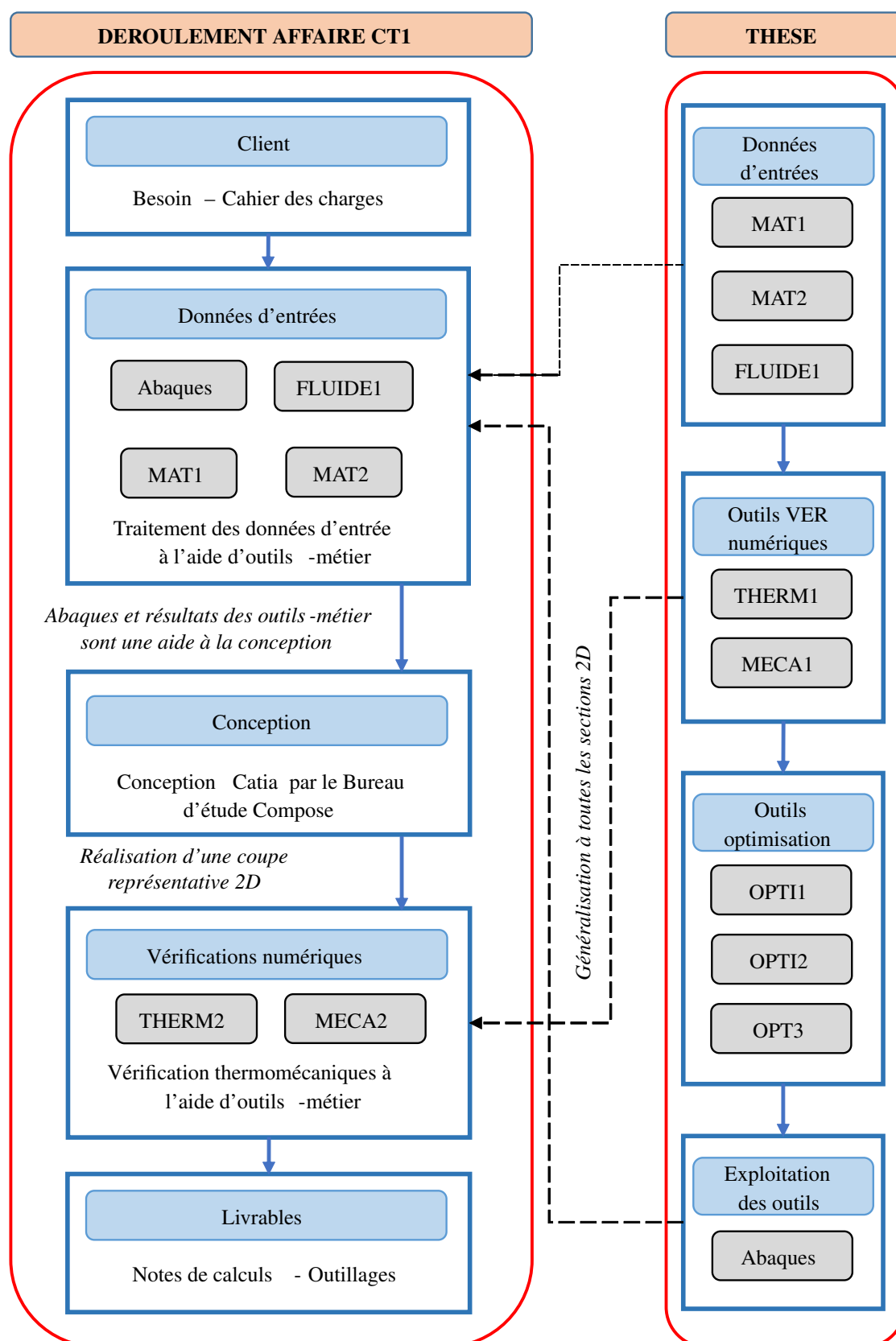
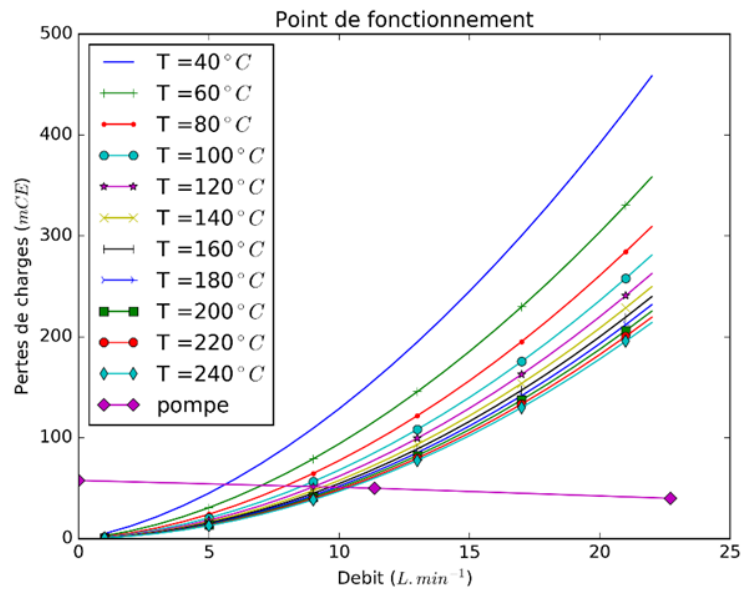


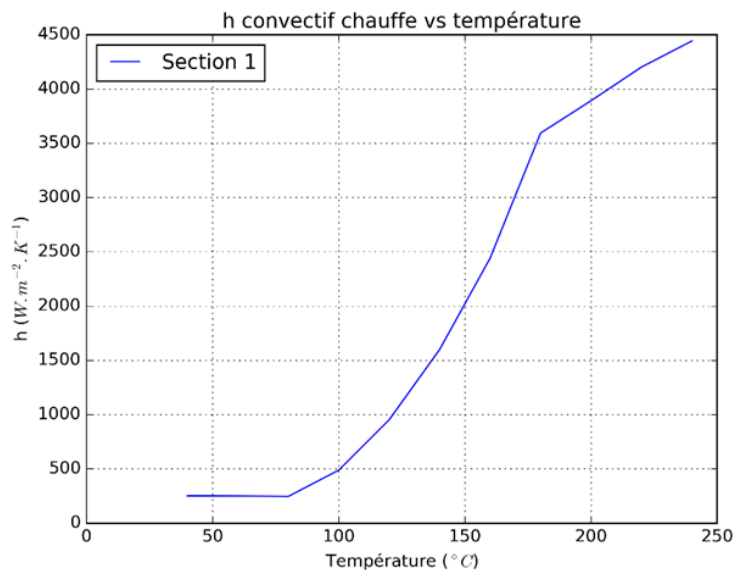
Figure 2.9 – Démarche outils-métier

### 2.2.1 Outil-métier FLUIDE1

L'estimation du coefficient convectif s'avère être une donnée primordiale dans le processus de dimensionnement thermique des outillages et est dépendante des données technologiques associées à l'outillage. Un outil-métier FLUIDE1 a été développé sous Python et Excel, avec pour objectif la détermination du point de fonctionnement et du coefficient convectif. Les calculs des pertes de charge et des coefficients convectifs sont réalisés à l'aide des équations présentées précédemment. Des exemples de résultats sont présentés Figure 2.10a et Figure 2.10b et la démarche générale de fonctionnement de l'outil est présentée Figure 2.11. La Figure 2.10b présente des variations de pente dues aux changements de régime du fluide. Le raffinement des pas en température permettrait de lisser ces variations.



(a) Points de fonctionnement



(b) Coefficient de convection en fonction de la température

Figure 2.10 – Exemples de résultats issus de FLUIDE1

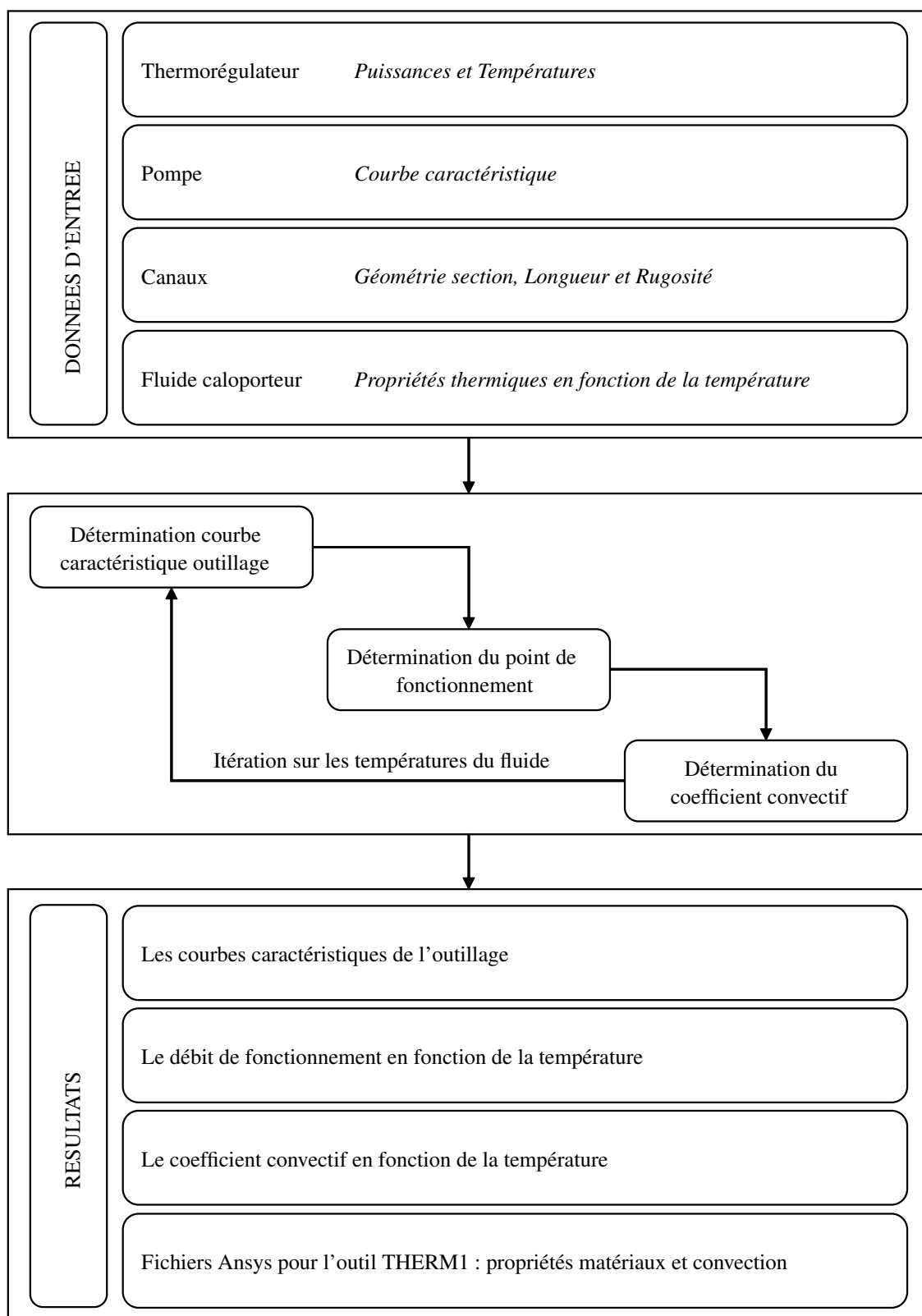


Figure 2.11 – Démarche de fonctionnement de FLUIDE1

### 2.2.2 Outil-métier THERM1

Afin de pouvoir dimensionner et vérifier numériquement les outillages modélisés, un outil-métier THERM1 a été développé, avec pour objectif de simuler par la méthode des éléments finis, en thermique transitoire, le comportement de la structure. L'objectif de ce modèle éléments finis est de pouvoir représenter de manière simple mais fiable le système complet outillage, thermorégulateur, pompe et fluide, ainsi que les conditions de chargements imposés lors de la mise en œuvre de composites. Pour ces travaux de recherche, un modèle éléments finis basé sur un Volume Élémentaire Représentatif 2D (VER) est utilisé pour réaliser les simulations. Cette modélisation 2D néglige de ce fait les effets de bords et se focalise sur la zone de chauffe et de refroidissement de l'outillage et du stratifié composite. Il a été démontré par Hill en 1963 [Hill1963] que les mesures réalisées sur des VER étaient représentatives du comportement de la structure globale si le motif se répète un nombre suffisant de fois.

L'outil THERM1 est développé sur le logiciel éléments finis Ansys v.17. Des éléments thermiques quadratiques PLANE77 sont utilisés pour les géométries de l'outillage, du composite, de l'isolant... Afin de prendre en compte la masse totale à chauffer, une épaisseur est appliquée aux éléments PLANE77. Cette épaisseur est définie par l'équation 2.39.

$$Ep. = \text{Nombre repetition motif VER} \times \text{Longueur outillage (normale au plan de coupe)} \quad (2.39)$$

Un élément masse thermique 1D (MASS71) est utilisé pour la représentation du thermorégulateur en terme de puissance de chauffe et de volume de fluide caloporteur (informations issues de la fiche technique du thermorégulateur). La double régulation PID est programmée et intégrée au programme THERM1 et détermine l'action à mener par le thermorégulateur, c'est-à-dire l'élément MASS71, à chaque pas de temps. Le fonctionnement de la double régulation PID est assuré grâce aux relevés de température à chaque pas de temps. Pour la régulation sur le cycle de température, le relevé peut être réalisé sur l'élément MASS71 représentant le fluide ou sur les éléments PLANE77 : sur la surface moulante par exemple. La régulation sur l'écart de température cible est quant à elle réalisée à l'aide de deux relevés de température : au point chaud sur la surface moulante, sous le canal et au point froid sur la surface moulante, entre les canaux. Suite à la réponse du PID, l'élément MASS71 est automatiquement activé ou désactivé, activant ou désactivant de ce fait la puissance de chauffe du modèle. Des éléments liens convectif (LINK34) représentant l'échange convectif sont utilisés pour lier le thermorégulateur (MASS71) aux canaux (PLANE77). Ces éléments liens convectifs sont des éléments uni-axiaux possédant un degré de liberté, la température, et réalisant un échange convectif entre ses deux nœuds. Le premier nœud est relié à l'élément MASS71 représentatif du thermorégulateur (volume de fluide et puissance de chauffe), tandis que le second nœud est relié à la surface du canal de chauffe de l'outillage. La surface élémentaire caractéristique de cet élément 1D est définie par l'équation 2.40, et correspond à la surface totale du canal de chauffe  $S_{canal}$  (surface convective) rapportée au nombre de nœuds sur celle-ci  $N$ .

$$S_{elementaire} = \frac{S_{canal}}{N} \quad (2.40)$$

Par ailleurs, comme démontré dans l'Annexe B.2, le passage à un coefficient convectif variable sur la paroi des canaux, dans l'optique de prendre en compte le fait que l'échange peut être moindre au niveau des singularités, n'a que peu d'impact sur les résultats thermiques de la structure dans le domaine actuel d'utilisation pour MATTE. Le coefficient convectif  $h$  est donc considéré pour THERM1 comme étant homogène sur la paroi des canaux de chauffe. Par la suite, si besoin est, il

sera possible d'intégrer à THERM1 une méthode de création automatique des éléments LINK34 dans le but de créer un coefficient variable en fonction de la position sur le canal.

La table de convection associée à cet élément (coefficient convectif en fonction de la température) est générée et intégrée de manière automatique par l'outil-métier FLUIDE1 présenté précédemment. La température initiale du modèle et du fluide est définie à partir des consignes de cuisson du composite issue de sa fiche technique. Les lignes latérales et la ligne inférieure du composite correspondent à des plans de symétrie, une condition adiabatique est appliquée : flux thermique nul. Une convection naturelle est appliquée sur la ligne supérieure de la tôle acier extérieure :  $T = 25^{\circ}\text{C}$  et  $h_n = 5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Après avoir testé différentes tailles de maillages, une dimension optimale de maille de 1 mm a été retenue. L'outillage est considéré comme symétrique au niveau de la fibre neutre du composite. L'outil est présenté Figure 2.12 avec une géométrie d'outillage conventionnel.

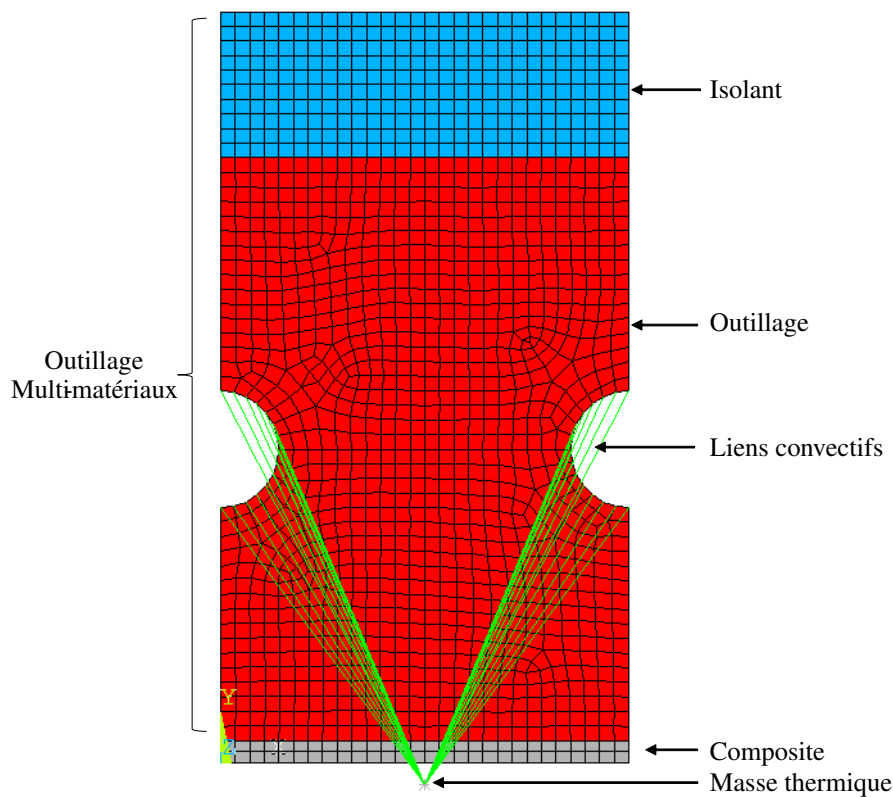
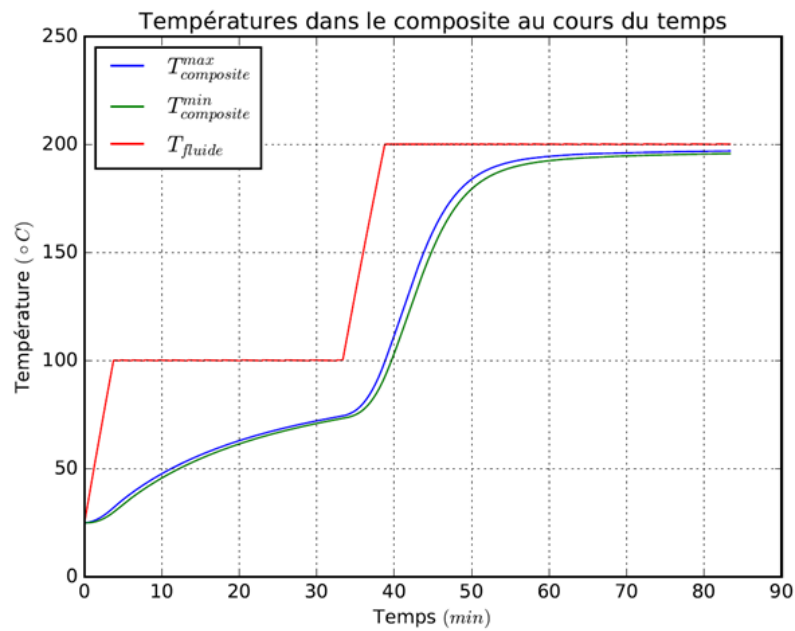


Figure 2.12 – Modélisation VER - THERM1

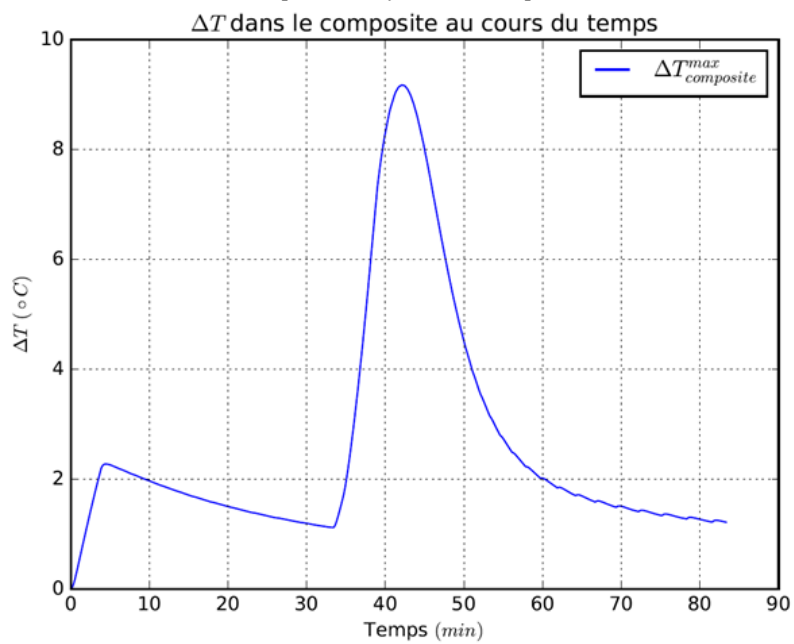
Les données d'entrée à renseigner sont ainsi issues des fiches techniques, de la conception de l'outillage réalisée par le bureau d'étude ou sont générées au préalable par l'outil-métier.

Des exemples de résultats obtenus par THERM1 sont donnés Figure 2.13a et Figure 2.13b.

La démarche générale de fonctionnement de l'outil THERM1 est présentée Figure 2.14.



(a) Températures fluide et composite



(b) Ecart de température dans le composite

Figure 2.13 – Exemples de résultats issus de THERM1

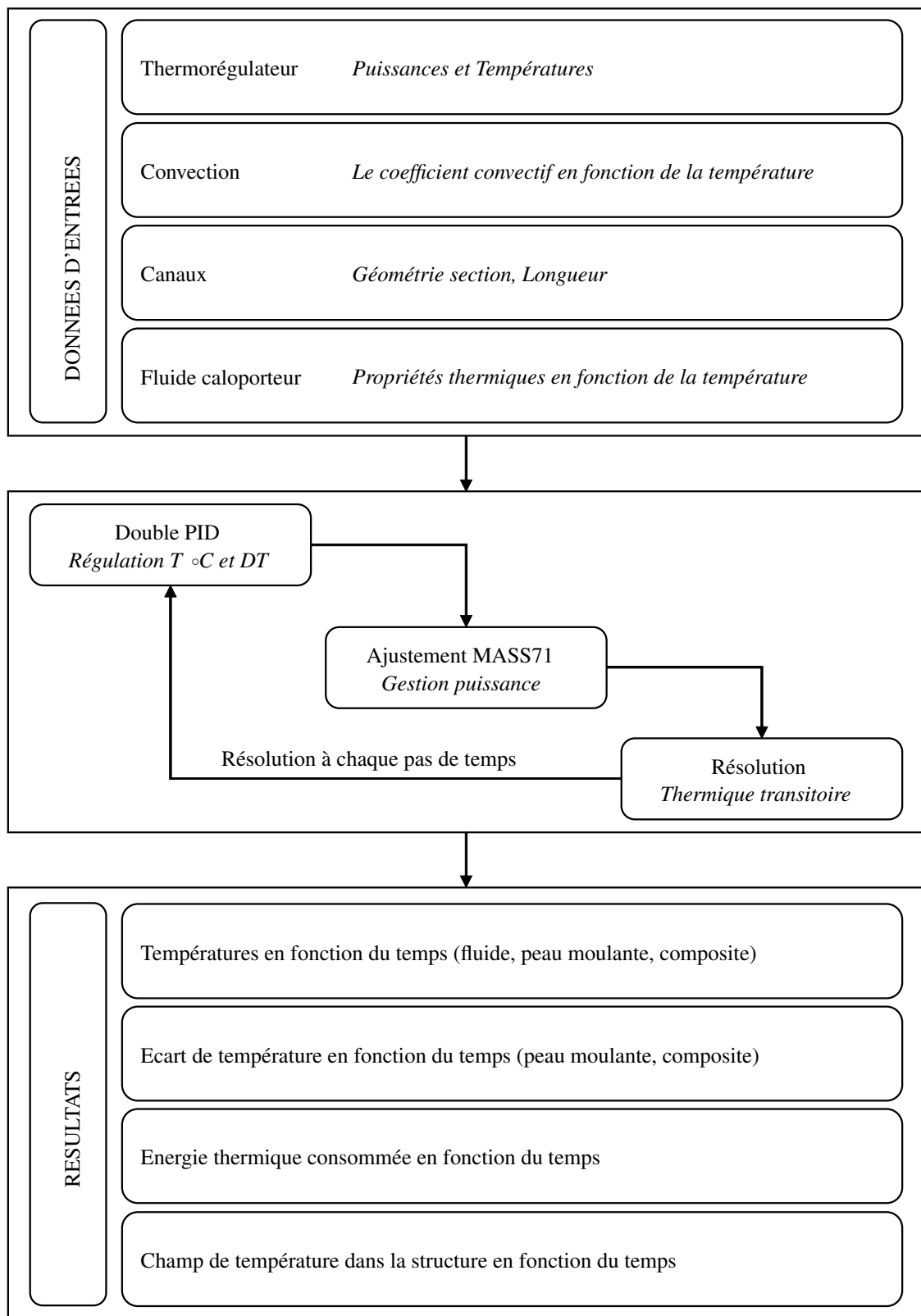


Figure 2.14 – Démarche de fonctionnement de THERM1

L'outil THERM1 exploite actuellement un VER 2D nominal. Une généralisation à un VER 2D quelconque peut être effectuée automatiquement, grâce à l'outil THERM2, à partir d'une coupe représentative d'une structure, issue d'une CAO 3D. La Figure 2.15 présente un exemple dans lequel un modèle éléments finis est généré automatiquement à partir d'une conception 3D d'un plateau de presse.

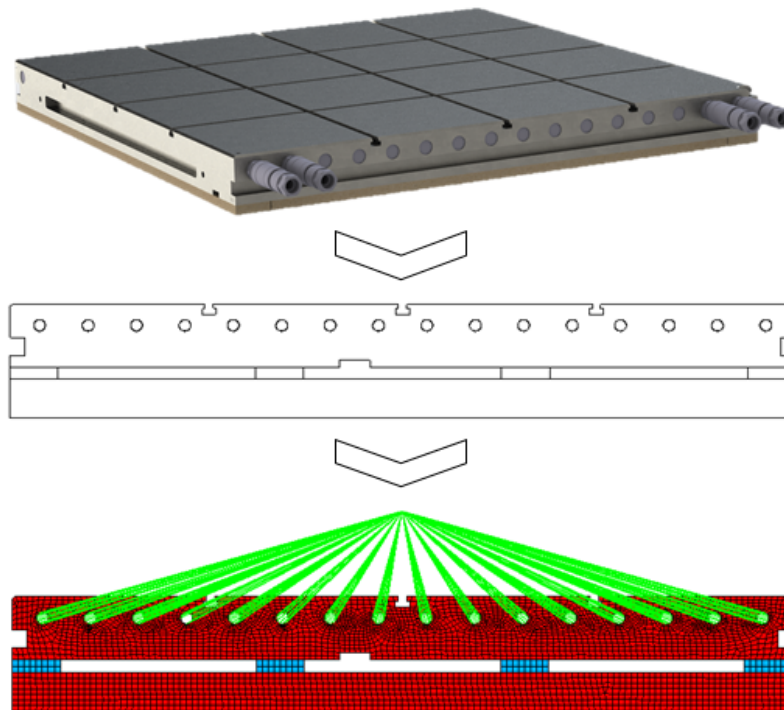


Figure 2.15 – Modélisation VER - THERM2

Un exemple animé de la chauffe du plateau de presse à l'aide de l'outil THERM2 est présenté Figure 2.16.

Par ailleurs, les outils FLUIDE1, THERM1 et MECA1 peuvent être exploités sur des structures 3D. Cependant, seule la modélisation 2D nominale sera exploitée dans le cadre de ces travaux pour des raisons de temps de calculs.



*Figure 2.16 – Exemple animé de résultats thermiques issus de THERM2 (Adobe reader 10 minimum requis)*

### 2.2.3 Outil-métier MECA1

En complément de l'outil THERM1 présenté précédemment, un modèle éléments finis permettant de vérifier le comportement et de la surface moulante et la tenue mécanique des canaux a été créé, constitué d'éléments mécaniques quadratiques PLANE183. Ce modèle a pour objectif de vérifier localement la bonne rigidité des canaux sous l'effet de l'injection de quelques bars de la résine lors de la mise en œuvre du composite. L'outillage ayant pour vocation dans un premier temps à être utilisé sous presse, les déplacements verticaux de la surface externe du caisson sont bloqués. Les déplacements normaux aux surfaces de symétrie (plans latéraux) sont également bloqués sur le modèle. La pression appliquée sur la surface moulante correspond à la pression préconisée pour le procédé de mise en œuvre, couramment de l'ordre de 1 à 5 bars. Enfin, la pression du fluide caloporteur, de l'ordre de 1 à 10 bars également, est appliquée sur les surfaces internes des canaux de chauffe.

Les données d'entrée à renseigner sont ainsi issues de l'outil FLUIDE1 et des conditions du procédé de mise en œuvre :

- Pression de circulation du fluide caloporteur des points de fonctionnement (FLUIDE1) ;
- Pression d'injection de la résine.

L'outil simule et détermine ainsi les données suivantes :

- Déplacements de la structure ;
- Déplacement vertical sous le canal et déplacement vertical entre les canaux ;
- Planéité locale au niveau des canaux.

Il est important de noter que cet outil ne permet qu'une observation locale du comportement mécanique de la structure et n'a pour objectif qu'une vérification simple et rapide du comportement au niveau des canaux. Une vérification des déplacements globaux de la structure nécessite un modèle 3D et est ainsi dépendante de la géométrie client. La modélisation éléments finis est présentée Figure 2.17.

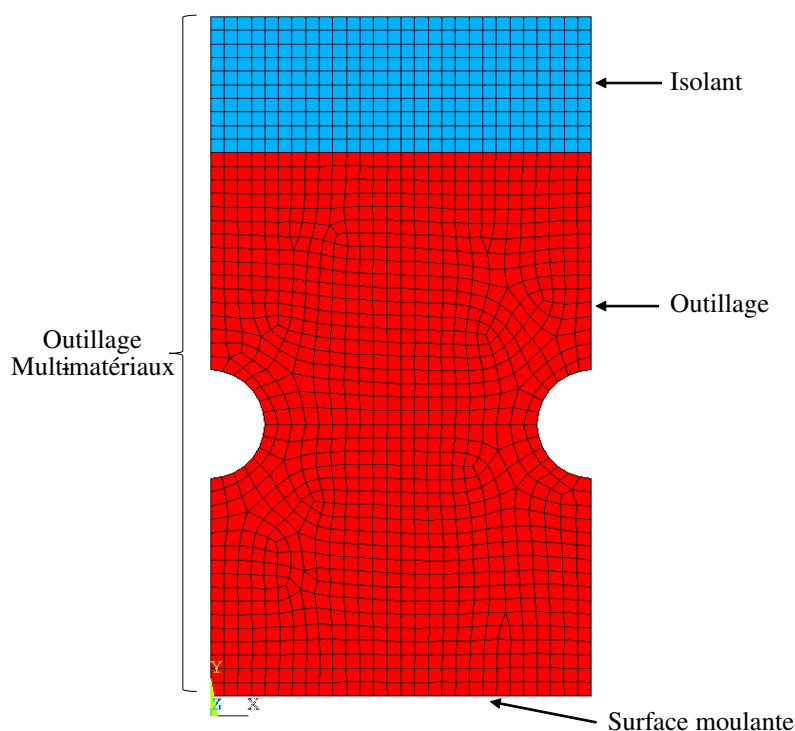


Figure 2.17 – Modèle MECA1

## 2.3 Conclusion

Les phénomènes, équations et modèles principaux liés à la fluide et à la thermique ont été présentés afin de mettre en évidence l'interaction forte entre ces phénomènes. De même, les technologies de chauffe associées : thermorégulateur, pompe, fluide et régulation PID ont été présentées et mettent en exergue le lien fort entre les performances de l'outillage et les technologies associées.

Des outils numériques : FLUIDE1, THERM1 et MECA1 ont été conçus dans l'optique de réaliser les campagnes de simulations éléments finis pour le développement et l'optimisation du concept MATTE. Ces outils permettent de déterminer les points de fonctionnement, coefficients convectifs et réponses thermomécaniques de structures VER avec la prise en compte des données géométriques de l'outillage, des propriétés du fluide caloporteur et des données technologies pour la chauffe et le refroidissement du système.